

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE EN GÉNIE DE LA PRODUCTION AUTOMATISÉE  
M. Ing.

PAR  
DOMINIC JUTRAS

COMMANDE D'UN ACTIONNEUR ROBOTIQUE COMPOSÉ  
DE MUSCLES ARTIFICIELS PNEUMATIQUES VIA LES IML

MONTREAL, LE 10 AVRIL 2007

(c) droits réservés de Dominic Jutras

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ  
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Pascal Bigras, directeur de mémoire  
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Rachid Aissaoui, président du jury  
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Mohamad Saad, membre du jury  
Unité d'enseignement et de recherche des sciences appliquées à l'Université du Québec  
en Abitibi-Témiscamingue

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 4 JUIN 2007

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

# **COMMANDE D'UN ACTIONNEUR ROBOTIQUE COMPOSÉ DE MUSCLES ARTIFICIELS PNEUMATIQUES VIA LES IML**

Dominic Jutras

## **SOMMAIRE**

Les muscles artificiels pneumatiques possèdent de nombreuses qualités dont leur faible coût d'achat, leur légèreté, leur grande puissance ainsi que leur amortissement naturel. Ce mémoire présente une méthodologie reproductible pour commander de façon robuste un actionneur articulaire composé de muscles artificiels de McKibben. Pour atteindre cet objectif, un modèle géométrique non linéaire est transformé en un système linéaire variant dans le temps. Ensuite, le formalisme des inégalités matricielles linéaires (IML) permet de solutionner robustement un tel système. Cette approche autorise l'application de diverses contraintes dont la norme  $H_2$  pour minimiser l'influence du bruit sur le contrôleur. La commande ainsi obtenue est de type PID. Celle-ci est simple à réaliser et elle est largement connue par le milieu industriel. D'autre part, deux types de valves sont comparés pour la mise en œuvre du système de commande : une servovalve et deux valves de pression. Des données expérimentales viennent appuyer l'efficacité de la méthode proposée.

# **CONTROL OF A ROBOTIC ACTUATOR MADE OF TWO ANTAGONIST MCKIBBEN MUSCLES VIA LMI OPTIMIZATION**

Dominic Jutras

## **ABSTRACT**

In the last decade, regain of interest in braided pneumatic artificial muscles has appeared. In fact, their low cost, light weight, high power and natural damping are all appealing properties. Nevertheless, these devices are hard to control because of their nonlinear and uncertain model. In this document, simple and robust PID controllers are used without linearizing the model. This can be done by using LMI optimization approach. The  $H_2$  norm is used to minimize noise influence on the controllers. Also, two pneumatic equipments are considered and compared: a servovalve and two pressure valves. Experimental data is included and demonstrate the efficiency of the proposed approaches.

## **REMERCIEMENTS**

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire ont été réalisés à l'École de technologie supérieure au département de génie de la production automatisée.

Je tiens à remercier mon directeur de recherche, Pascal Bigras, pour sa constante disponibilité et ses judicieux conseils. Je lui suis reconnaissant pour la liberté et le soutien qu'il m'a accordée tout au long de mes travaux de maîtrise.

J'exprime ma gratitude au Fonds québécois de la recherche sur la nature et les technologies et à l'École de technologie supérieure pour leur support financier.

Enfin, je dis un merci tout spécial à ma famille et à mes amis qui m'ont accompagné dans cette aventure.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE .....	i
ABSTRACT .....	ii
REMERCIEMENTS .....	iii
TABLE DES MATIÈRES.....	iv
LISTE DES FIGURES .....	vii
LISTE DES PRINCIPAUX SYMBOLES .....	ix
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE .....	2
1.1 Introduction .....	2
1.2 Muscles artificiels.....	2
1.3 Muscles artificiels pneumatiques .....	3
1.3.1 Caractéristiques .....	4
1.4 Muscle de McKibben .....	5
1.4.1 Modélisation.....	6
1.4.2 Méthodes de commande.....	8
1.5 Conclusion.....	11
CHAPITRE 2 MODÉLISATION .....	12
2.1 Introduction .....	12
2.2 Muscle de McKibben .....	12
2.2.1 Modèle statique .....	12
2.3 Actionneur articulaire.....	16
2.4 Circuit pneumatique .....	18
2.4.1 Utilisation d'une servovalve.....	18
2.4.2 Utilisation de valves de pression .....	22
2.5 Conclusion.....	23
CHAPITRE 3 COMMANDE DE L'ACTIONNEUR ARTICULAIRE DE MCKIBBEN .....	24
3.1 Introduction .....	24
3.2 Représentation par variables d'état .....	24
3.2.1 Stratégie de commande avec une servovalve .....	24
3.2.1.1 Commande de la pression.....	25
3.2.1.2 Commande de la position .....	26
3.2.2 Stratégie de commande avec deux valves de pression .....	28

3.3	Conclusion.....	31
CHAPITRE 4 CONCEPTION ROBUSTE DE LA COMMANDE VIA LES IML .....		32
4.1	Introduction .....	32
4.2	Inégalités matricielles linéaires .....	32
4.2.1	Historique .....	32
4.2.2	Définitions, propriétés et propositions .....	34
4.2.2.1	Matrices définies positives .....	34
4.2.2.2	Ensemble convexe .....	35
4.2.2.3	Inégalités matricielles linéaires .....	36
4.2.2.4	Stabilité.....	37
4.2.2.5	Région IML .....	40
4.2.3	Types de problèmes reliés aux IML .....	43
4.3	Conception de commande à l'aide des IML.....	44
4.3.1	Placement de pôles .....	44
4.3.2	Retour d'état .....	46
4.3.3	Gain $H_2$ .....	47
4.3.4	Approche multi objectifs .....	48
4.4	Conception de la commande de l'actionneur articulaire de McKibben ..	49
4.4.1	Placement de pôles .....	49
4.4.2	Gain $H_2$ .....	51
4.4.3	Approche multi objectifs .....	52
4.4.4	Servovalve .....	53
4.4.5	Valves de pression.....	54
4.5	Conclusion.....	55
CHAPITRE 5 EXPÉRIMENTATION.....		56
5.1	Introduction .....	56
5.2	Montage expérimental .....	56
5.3	Identification des paramètres.....	58
5.3.1	Identification du paramètre incertain de la force $\phi_f(t)$ .....	58
5.3.2	Identification de l'amortissement et de la rigidité.....	61
5.4	Calcul des gains des contrôleurs .....	67
5.4.1	Servovalve .....	67
5.4.2	Valves de pression.....	70
5.5	Données des paramètres à identifier.....	72
5.6	Résultats .....	72
5.6.1	Servovalve .....	73
5.6.2	Valves de pression.....	77
5.6.3	Comparaison.....	77
5.7	Conclusion.....	81
CONCLUSION .....		83
RECOMMANDATIONS.....		84

ANNEXE 1 Spécifications des muscles Shadow.....	85
ANNEXE 2 Spécifications des valves de pression SMC.....	86
ANNEXE 3 Spécifications de la servovalve Festo .....	87
Tableau I Liste des paramètres expérimentaux .....	73
Tableau II Erreurs de suivi de la trajectoire désirée .....	81
BIBLIOGRAPHIE .....	88



## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1      Mécanisme du muscle de McKibben.....	3
Figure 2      Diagramme du corps libre du muscle de McKibben .....	13
Figure 3      Principe de fonctionnement du muscle de McKibben.....	14
Figure 4      Actionneur articulaire composé de deux muscles de McKibben .....	17
Figure 5      Description du procédé utilisant une servovalve.....	19
Figure 6      Description du procédé utilisant des valves de pression .....	22
Figure 7      Schéma bloc du système utilisant une servovalve.....	25
Figure 8      Schéma bloc du système utilisant deux valves de pression.....	28
Figure 9      Ensemble convexe .....	35
Figure 10      Stabilité généralisée d'un système dynamique.....	38
Figure 11      Hypercube formé par un ensemble de deux paramètres incertains .....	39
Figure 12      Région IML conique centrée à l'origine avec un angle interne $\alpha$ .....	41
Figure 13      Région IML composé de deux droites verticales .....	42
Figure 14      Région IML de l'actionneur articulaire de McKibben .....	50
Figure 15      Montage expérimental de l'actionneur articulaire.....	56
Figure 16      Identification du paramètre incertain $\phi_j(t)$ .....	60
Figure 17      Identification des paramètres d'amortissement et de rigidité.....	62
Figure 18      Schéma bloc des filtres pour l'identification des paramètres $b$ et $k$ .....	64
Figure 19      Position mesurée et filtrée de l'identification des paramètres $b$ et $k$ .....	65

Figure 20	Vitesse calculée et filtrée de l'identification des paramètres $b$ et $k$ .....	66
Figure 21	Accélération calculée et filtrée de l'identification des paramètres $b$ et $k$ .....	66
Figure 22	Résultats de la servovalve à un positionnement doux .....	74
Figure 23	Résultats de la servovalve à une trajectoire sinus de 0,25 Hz .....	75
Figure 24	Résultats de la servovalve à une trajectoire sinus de 0,5 Hz .....	76
Figure 25	Résultats des valves de pression à positionnement doux .....	78
Figure 26	Résultats des valves de pression à une trajectoire sinus de 0,25 Hz .....	79
Figure 27	Résultats des valves de pression à une trajectoire sinus de 0,5 Hz .....	80

## LISTE DES PRINCIPAUX SYMBOLES

$\alpha$	Contrainte sur l'amortissement du système
$\beta$	Angle de tressage de l'enveloppe textile
$\theta$	Position angulaire
$\dot{\theta}$	Vitesse angulaire
$\ddot{\theta}$	Accélération angulaire
$\theta_d$	Position angulaire désirée
$\dot{\theta}_d$	Vitesse angulaire désirée
$\ddot{\theta}_d$	Accélération angulaire désirée
$\varepsilon$	Ratio de contraction d'un muscle
$j\omega$	Partie imaginaire du plan complexe
$\sigma$	Partie réelle du plan complexe
$\gamma$	Coefficient de chaleur spécifique
$\varphi(t)$	Paramètre incertain de la force d'un muscle
$\psi(t)$	Paramètre incertain du flux d'air dans une servovalve
$b$	Coefficient d'amortissement
$\mathbf{b}_p$	Matrice de perturbations
$C_s$	Coefficient de décharge
$F$	Force d'un muscle
$g$	Accélération gravitationnelle
$h_1$	Contrainte sur la borne inférieure de la partie réelle des pôles du système
$h_2$	Contrainte sur la borne supérieure de la partie réelle des pôles du système
$I$	Inertie
IML	Inégalités matricielles linéaires
$k$	Coefficient de rigidité
$\mathbf{K}$	Matrice des gains du contrôleur
$k_p$	Gain proportionnel

$k_i$	Gain intégral
$k_d$	Gain dérivée
$k_{ca}$	Gain du compensateur anticipatif
$l$	Longueur d'un muscle
$m$	masse
$\dot{m}$	Débit massique
$P$	Pression relative dans un muscle
$P_e$	Pression atmosphérique
$P_s$	Pression d'alimentation
PD	Proportionnel dérivée
PI	Proportionnel intégral
PID	Proportionnel intégral dérivée
$r$	Rayon d'un muscle
$r_c$	Rapport de pression critique
$R_p$	Rayon de la poulie
$R_g$	Constante des gaz parfaits
$T$	Couple de l'actionneur articulaire
$T_a$	Température ambiante
$u$	Effort de commande
$v$	Effort de commande
$V$	Volume d'un muscle
$W$	Travail
$W_s$	Coefficient de la surface d'ouverture de la servovalve
$w_c$	Fréquence de coupure
$x_s$	Position du tiroir de la servovalve
$\mathbf{x}$	Variables de décisions
$z$	Nombre complexe
$\bar{z}$	Nombre complexe conjugué de $z$

## INTRODUCTION

Les technologies avant-gardistes sont parfois transposées au petit écran. Des muscles artificiels se retrouvent au cinéma sur des robots humanoïdes dans le film de science-fiction « I, Robot » paru en 2004. Les muscles artificiels pneumatiques sont un sujet d'actualité pour les scientifiques aussi. Leur modèle mathématique est non linéaire et incertain. Le contrôle de ces actionneurs se trouve donc à être un défi intéressant à relever. D'autant plus que les applications de ce type d'actionneurs est en pleine expansion.

Ce mémoire a pour objectif la conception et la mise en œuvre d'un contrôleur linéaire robuste pour commander la position d'un actionneur articulaire composé d'une paire de muscles artificiels de McKibben.

Le premier chapitre fait un tour d'horizon des modèles et méthodes de commande des muscles artificiels réalisés jusqu'à présent. La modélisation retenue pour les différents équipements utilisés dans cette recherche est détaillée au Chapitre 2. Ensuite, la transformation du modèle non linéaire en un système linéaire variant dans le temps ainsi que le développement de la commande PID sont présentés dans le troisième chapitre. Le Chapitre 4 illustre ce que sont les IML pour les appliquer à la conception robuste de la commande de l'actionneur articulaire de McKibben. Finalement, le dernier chapitre contient les éléments pratiques de la méthodologie que sont l'identification des paramètres du modèle sans oublier les résultats expérimentaux et la comparaison des valves pneumatiques testés.

## **CHAPITRE 1**

### **REVUE DE LA LITTÉRATURE**

#### **1.1 Introduction**

La revue de la littérature présente un aperçu de la technologie des muscles artificiels de McKibben, des modèles mathématiques et des méthodes de commande qui ont été réalisés jusqu'à maintenant.

#### **1.2 Muscles artificiels**

Un muscle artificiel est un actionneur anthropomorphe. Il existe différentes technologies pour reproduire l'action d'un muscle naturel. Entre autre, on retrouve des technologies basées sur l'électricité, le magnétisme, la pneumatique ainsi que les matériaux qui changent de forme par l'entremise de stimuli comme la chaleur. Plusieurs recherches [1-5] utilisent les muscles artificiels afin de mouvoir les robots de l'avenir.

Ainsi, Hunter et Lafontaine [6] présentent une revue des actionneurs à mémoire de forme, polymériques, piézoélectriques, électrostatiques et magnétiques. Madden et al. [7] ont réalisé une analyse plus détaillée des propriétés des polymères, des élastomères et des alliages à mémoire de forme.

Dans ce mémoire, la technologie des muscles artificiels pneumatiques a été retenue pour ses performances mécaniques qui sont comparables et même parfois supérieures au muscle humain [8].

### 1.3 Muscles artificiels pneumatiques

Un muscle pneumatique est un actionneur flexible qui génère une force de tirage mais qui ne peut pas transmettre une force de pression [9]. Depuis l'invention du premier muscle artificiel pneumatique en 1930 par le russe S. Garasiev, une multitude de concepts ont été développés. Daerden et Lefebvre [10] en ont publié une rétrospective assez complète. Les plus récentes créations tentent d'améliorer une ou plusieurs caractéristiques des autres actionneurs. Toutes ces formes de muscles ont néanmoins le même principe de fonctionnement. C'est la différence de pression entre le gaz comprimé à l'intérieur de l'appareil et l'environnement qui permet d'obtenir une force de contraction. Bien que la plupart utilisent une surpression, certains modèles emploient une sous-pression. La Figure 1 montre un muscle pneumatique au repos et pressurisé. Le fonctionnement d'un muscle artificiel pneumatique peut se résumer comme suit: La pression d'air injectée à l'intérieur du muscle force le tube de caoutchouc à prendre de l'expansion. C'est le même principe qui se passe lorsqu'on souffle dans un ballon gonflable. L'enveloppe textile dont les fibres sont dites inextensibles permet de transformer l'expansion en un mouvement longitudinal. À l'inverse, lorsque la pression est évacuée du muscle, celui-ci tend à reprendre sa forme originale. Les détails mathématiques de ce principe sont présentés à la section 2.2.1.

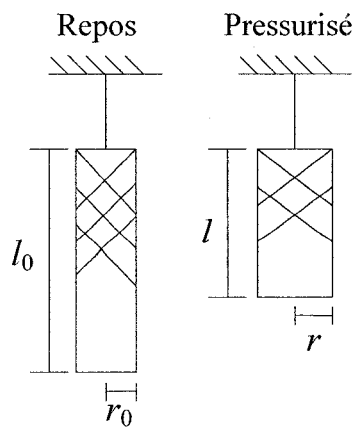


Figure 1 Mécanisme du muscle de McKibben

Dans les années 80, l'entreprise nipponne Bridgestone a réanimé l'intérêt des chercheurs pour les muscles artificiels pneumatiques. De fait, ils ont créé le « Rubbertuator » pour fabriquer un bras robot nommé « Soft Arm ». Celui-ci était destiné aux tâches de peinture. L'appellation « Soft » vient de la compliance naturelle qu'offre les muscles artificiels pneumatiques. C'est-à-dire qu'ils sont flexibles, ce qui permet d'obtenir une souplesse au niveau des articulations du manipulateur. De plus, ils possèdent un amortissement naturel, ce qui justifie leur utilisation en robotique [3].

### 1.3.1 Caractéristiques

Les muscles artificiels pneumatiques possèdent de nombreuses caractéristiques intéressantes pour les systèmes robotiques. De surcroît, plusieurs affirment que ces actionneurs sont les plus prometteurs dû à leur ressemblance avec les muscles humains [3;4;11]. Voici les avantages de ces actionneurs [4;9;12] :

- a. Leur coût d'achat est faible;
- b. Ils sont disponibles selon différents diamètres et longueurs pour satisfaire les besoins des utilisateurs. Les plus gros muscles produisent une plus grande force de contraction;
- c. Les muscles artificiels pneumatiques ont un ratio puissance/poids très élevé.
- d. Ils requièrent peu d'entretien;
- e. Le muscle artificiel pneumatique est comparable à un muscle humain.
- f. Ils sont très flexibles donc souple au contact. Cela leur procure un excellent potentiel en ce qui concerne la sécurité des usagers;
- g. Les muscles artificiels pneumatiques peuvent opérer de façon sécuritaire dans des environnements hostiles, soit sous l'eau ou autre liquide et dans les milieux dangereux (explosifs ou gazeux);
- h. Ces actionneurs peuvent utiliser différents fluides tant gazeux que liquides pour fonctionner. Généralement, l'air comprimé est employé;



- i. Il est possible de les brancher malgré de mauvais alignements latéraux ou en rotation. Ce qui permet de construire des systèmes sans grande précision rapidement;
- j. Il est possible de les utiliser en pair de façon à obtenir un couple de muscles antagonistes. Cette habileté permet d'ajuster la rigidité ou la compliance articulaire.

Par ailleurs, les muscles pneumatiques ne sont pas exempts de défauts. Voici les principaux inconvénients que les chercheurs tentent de solutionner :

- a. Les modélisations théoriques causent encore des problèmes. Les modèles de force ne sont pas optimaux et des modèles complexes sont nécessaires pour aboutir à de bons résultats;
- b. La bande passante est faible, soit environ 2 Hz. Elle est encore considérée insuffisante pour avoir des succès pratiques dans plusieurs applications robotiques;
- c. La contraction maximale du muscle ne représente qu'un déplacement de 20% à 30% de sa longueur au repos;
- d. Les équipements pneumatiques nécessaires au contrôle et à l'alimentation du muscle en font un système non portatif.

#### **1.4 Muscle de McKibben**

Le muscle artificiel de McKibben doit son nom au physicien Joseph L. McKibben. Il a conçu cet actionneur dans les années 50 pour apporter une aide orthopédique aux personnes atteintes de la maladie de Heine-Médis [13]. Celle-ci s'attaque à la motricité du corps. Ainsi, monsieur McKibben a réalisé une prothèse pneumatique qui permet d'améliorer la dextérité des mains.

Ce type de système a été relayé aux oubliettes dans les années 60 avec l'arrivée des moteurs électriques [3]. Ceux-ci éliminaient l'encombrement occasionné par la bombonne de gaz pressurisé. Néanmoins, le muscle de McKibben et ses dérivés font un retour en force aux abords du 21<sup>e</sup> siècle. De fait, l'entreprise germanique Festo commercialise le « Fluidic Muscle » dont le dévoilement a eu lieu en 1999 [9]. Malgré tout, plusieurs laboratoires fabriquent leur propre muscle artificiel pneumatique [3;4;14;15]. Cela s'explique par leur désir de créer un actionneur toujours plus performant et mieux adapté à leur projet. La majorité d'entre eux utilisent ces actionneurs en tandem afin de mimer des muscles antagonistes du type bicep-tricep [1;3;5]. Ainsi, on retrouve dans la littérature des mains, des bras et des jambes robotisés comportant ces muscles artificiels [2;16;17].

#### **1.4.1 Modélisation**

Les applications utilisant les muscles artificiels pneumatiques se multiplient. Il est donc important de comprendre les phénomènes physiques qui caractérisent cet actionneur. Sa configuration lui donne les propriétés suivantes [12] :

- a. Il a une dureté variable comme un ressort;
- b. Son élasticité est passive et non linéaire;
- c. Il possède une flexibilité physique;
- d. Il est très léger par rapport aux autres types d'actionneur artificiel.

Bien qu'il existe des modèles empiriques [18], la majorité des chercheurs préfèrent utiliser une approche géométrique. Certains ajoutent même les propriétés des matériaux pour accentuer la validité de leur modélisation. Par ailleurs, cela augmente la complexité du système théorique. Ainsi, deux types d'approche basée sur la géométrie sont proposés dans la littérature. La première modélise l'énergie alors que la seconde établit le profil des forces de la pression sur la surface interne de l'actionneur. Somme toute, ces deux

approches emploient les notions de travail et de conservation d'énergie. C'est pourquoi leur modèle de base de la force générée par un muscle artificiel pneumatique est identique. Voici maintenant un aperçu des modèles développés à ce jour.

Tout d'abord, Chou et Hannaford [12] présentent trois différentes modélisations statiques. Outre celle de base, ils ont considéré l'épaisseur du tube de l'appareil dans une deuxième étape. Dans un troisième temps, ils ont simplifié les calculs en proposant une linéarisation du modèle. Ce qui fait que l'actionneur devient équivalent à un élastique à raideur variable ou à un ressort à gaz. Pour ce qui est de la dynamique, les chercheurs ont identifié la friction dominante comme étant celle de Coulomb. Ils suggèrent donc d'ajouter un modèle de frottement simple de plus ou moins 2,5 N aux équations statiques.

Tondu et Lopez [3] montrent eux aussi différents modèles statiques. Le premier, étant celui de base, a la particularité de nécessiter seulement la connaissance de la longueur du muscle et de la pression pour déterminer la force. D'autre part, ils ont tenu compte du fait que les extrémités de l'actionneur ne sont pas cylindriques. Au niveau du frottement, Tondu et Lopez ont proposé un modèle pour déterminer la friction statique du tressage de l'enveloppe textile. Aussi, ils suggèrent une formule générale pour déterminer le frottement dynamique.

Tsagarakis, Caldwell et al. [4;11] ont beaucoup développé la modélisation statique. En effet, leur approche par le profil de forces leur a permis de modéliser les phénomènes suivants :

- a. Les extrémités de l'actionneur ont un diamètre inférieur à celui du tube;
- b. L'épaisseur du tube;
- c. L'effet de distorsion créé par la pression aux extrémités. Celles-ci forment une courbe et non un cylindre;

- d. La perte d'énergie nécessaire à l'expansion radiale;
- e. L'étirement de la fibre textile sous l'effet de la pression.

Les modèles obtenus sont de 30 à 50 % plus précis que ceux de Chou et Hannaford.

Reynolds et al. [14] ont voulu offrir un modèle dynamique simple pour faciliter la commande des muscles artificiels pneumatiques. Ils ont donc défini ce type d'actionneur comme étant la combinaison de trois éléments en parallèle, soit un ressort, un amortisseur et une force de contraction. Les valeurs attribuées à ces variables sont le résultat d'une linéarisation de données expérimentales. De plus, les pressions inférieures à 0,2 MPa ont été exclues de l'étude.

Kawashima et al. [16] ont considéré une perte d'énergie due à l'élasticité du caoutchouc, à la friction entre le tube et l'enveloppe textile et au frottement entre les fibres du tissage. Par ailleurs, leur modélisation statique représente une approximation de la force du muscle par des expériences. Le modèle dynamique a aussi été linéarisé.

D'autres chercheurs ont validé l'utilisation de la méthode par éléments finis. Avec quelques hypothèses et des données expérimentales, Manuello Bertetto et Riggio [15] ont réalisé un modèle statique qui tient compte de l'expansion du tube élastomère et du transfert de la charge vers les fibres de l'enveloppe textile. Par ailleurs, leurs tests en laboratoire ont été effectués avec de faibles pressions, soit jamais plus de 0,11 MPa. Pour leur part, Zhou, Accorsi et Leonard [19] ont choisi l'approche géométrique et ils proposent une modélisation tridimensionnelle statique et dynamique.

#### **1.4.2 Méthodes de commande**

Il ne suffit pas seulement de définir un modèle mathématique du comportement de l'actionneur de McKibben. Encore faut-il être en mesure de le contrôler. Voici quelques

méthodes de commande de la position d'une paire de muscles pneumatiques réalisées à ce jour.

L'utilisation de contrôleurs linéaires de type proportionnel intégral dérivé (PID) a été étudiée avec différentes adaptations. En effet, Caldwell et al. [5] l'ont combiné à un compensateur anticipatif du modèle linéaire estimé et ils ont déterminé les gains du contrôleur par essais et erreurs. De leur côté, Tondou, Boitier et Lopez [20] ont ajouté à la méthode précédente un terme d'accélération de l'erreur de position. En approximant le modèle de l'actionneur à l'aide d'expériences, des chercheurs [16;21] ont employé deux PID, un pour la commande de la position et l'autre pour contrôler la pression dans les muscles artificiels pneumatiques. De façon générale, les commandes basées sur une approximation linéaire du modèle peuvent s'avérer peu robustes. En effet, elles sont valables pour un point d'opération. Si l'on s'éloigne de ce point d'équilibre, le système peut devenir instable. De fait, il est possible que le contrôleur ne soit plus en mesure de diriger le système vers le point d'équilibre recherché. Cela peut être acceptable dans un laboratoire pour des fins expérimentales, mais pas dans une application commerciale ou industrielle où la sécurité et la fiabilité du procédé sont essentielles.

Afin d'améliorer la robustesse, certains chercheurs ont combinés des contrôleurs linéaires et non linéaires. De fait, Vanderborght et al. [17] ont réalisé un contrôle de type PI pour le suivi de trajectoire et la méthode par mode de glissement a été retenue pour la boucle de contrôle interne de la pression. En outre, Ahn et al. [22] ont utilisé un réseau de neurones pour adapter les gains du contrôleur PID en fonction de la charge inertielle appliquée à l'actionneur. Enfin, Chan et al. [23] ont employé un intégrateur et la logique floue pour ajuster les gains d'un contrôleur PD.

D'autre part, des méthodes non linéaires ont fait l'objet de recherches. En effet, des commandes adaptatives ont été développées [5;24]. Aussi, Hidelbrandt et al. [25] ont choisi la linéarisation exacte pour contrôler la pression des muscles tandis que la

méthode par couple précalculé a été retenue pour le suivi de la trajectoire désirée. Les commandes utilisant la logique floue et les réseaux de neurones ont été étudiées sous différentes formes . Hidelbrandt et al. [9] ont conçu une commande basée sur la méthode du système plat. Les commandes adaptatives, les réseaux de neurones ainsi que la logique floue requièrent des contrôleurs complexes fait sur mesure pour l'application désirée. Des personnes spécialisées doivent être employé pour créer et entretenir ces types de commandes.

Par ailleurs, des chercheurs ont développé des contrôleurs selon la théorie de la commande par modes de glissement [3;26]. La méthode par modes de glissement est très dur sur les valves puisqu'elle n'a que deux états : ouvert et fermé. Ainsi, l'effort de commande changera d'état très rapidement et fera en sorte de détériorer les équipements de façon prématurée.

Finalement, une commande robuste utilisant le gain  $H_\infty$  et la pression comme paramètre linéaire variant (LPV) a été abordé par Djouadi et al. [27]. La théorie du gain  $H_\infty$  est aussi complexe et demande des valeurs très élevées pour atténuer l'effet des perturbations. Ainsi, il est parfois difficile de réaliser un tel système en pratique.

Ce mémoire présente une approche simple et reproductible qui utilise le modèle non linéaire des muscles artificiels pneumatiques pour obtenir un contrôleur linéaire robuste. À partir du modèle géométrique du muscle de McKibben, un modèle statique à paramètres incertains bornés est proposé. L'analyse par intervalle a permis cette transformation du modèle sans linéariser les relations mathématiques. Cette méthodologie admet le développement d'une commande PID avec un compensateur anticipatif. Le contrôleur obtenu est robuste grâce à l'utilisation du formalisme des IML. En effet, cette formulation permet la résolution simultanée de diverses contraintes telles que le placement de pôles, la norme  $H_2$  et la stabilité robuste selon Lyapunov. Les

résultats de cette étude on d'ailleurs été publiés dans une conférence internationale avec comité de lecture [28].

## **1.5 Conclusion**

Un aperçu de la technologie des muscles artificiels de McKibben a été présenté dans ce chapitre. Ces actionneurs sont intéressants puisqu'ils mimiques les muscles humains. Or leur force est éminente tout en ayant un poids minime. D'autant plus qu'ils ont une compliance naturelle, ce qui rend les muscles artificiels pneumatiques si attrayants. L'inconvénient de ceux-ci est qu'ils sont difficilement contrôlables à cause de leur modèle non linéaire et incertain. De fait, plusieurs modèles mathématiques décrivant le comportement statique et dynamique de ces actionneurs ont été abordés. Aussi, un survol des méthodes de commande réalisé jusqu'à maintenant a été présenté. Le prochain chapitre détaille le modèle mathématique retenu pour concevoir la méthode de commande à l'aide du formalisme des inégalités matricielles linéaires.

## **CHAPITRE 2**

### **MODÉLISATION**

#### **2.1 Introduction**

Ce chapitre décrit en détail les modèles mathématiques retenus pour le développement de la solution proposée.

#### **2.2 Muscle de McKibben**

Suite aux divers modèles explorés dans la littérature, la formulation de base présentée par Tondu et Lopez [3] a été choisie. La principale raison est que leur approche minimise les variables à observer sur l'actionneur. En effet, seules la pression et la longueur du muscle sont requises. Toutefois, il faut connaître les paramètres suivants au repos : la longueur du muscle, le rayon interne du tube et l'angle du tressage. Aussi, l'expression de la force modélise les principaux phénomènes physiques sans approximation. La formule est une estimation en soi, mais les termes qui la composent ne représentent pas une évaluation sommaire d'une caractéristique spécifique. D'autre part, la complexité de certains modèles rend très difficile le développement d'une commande simple à réaliser.

##### **2.2.1 Modèle statique**

Le modèle statique est basé sur la physiologie du muscle de McKibben. Des hypothèses ont été énoncées afin de simplifier la formulation de base et de considérer la transmission complète des forces en jeu :

- a. Le muscle conserve sa forme cylindrique;



- b. Les fibres de l'enveloppe textile sont inextensibles;
- c. Le tube de caoutchouc peut supporter la pression désirée;
- d. L'épaisseur du tube est infiniment petite;
- e. Le tube de caoutchouc est en contact avec l'enveloppe textile.

Les notions de travail et de conservation d'énergie permettent de définir la force de contraction du muscle. La Figure 2 montre le diagramme du corps libre pour un déplacement infinitésimal.

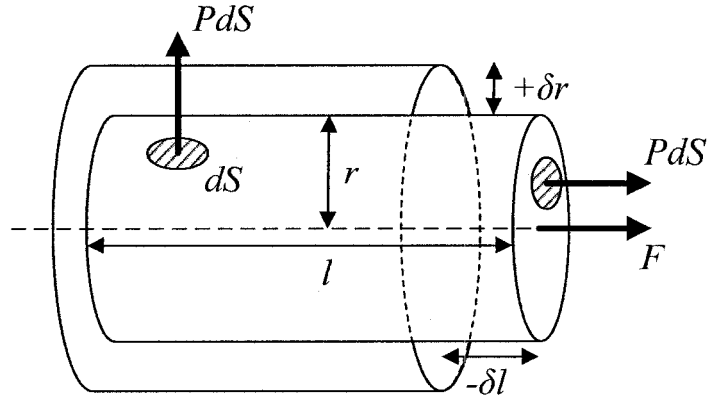


Figure 2 Diagramme du corps libre du muscle de McKibben

Alors, le travail interne est déterminé par la pression relative sur les parois du tube. Et, le travail externe est défini par la contraction de l'actionneur [3].

$$\delta W_{INTERNE} = \delta W_{EXTERNE} \quad (2.1)$$

$$(2\pi r l P)(\delta r) - (\pi r^2 P)(-\delta l) = F(-\delta l) \quad (2.2)$$

$$P\delta V = -F\delta l \quad (2.3)$$

où  $P$ ,  $\delta r$ ,  $\delta l$  et  $\delta V$  sont respectivement la pression relative, le changement de rayon, le déplacement axiale et la variation du volume. La relation (2.2) décompose le travail interne en pression radiale et en pression axiale. Néanmoins cette formulation est équivalente à l'équation (2.3) démontré par Chou et Hannaford [12]. Ainsi, la Figure 3

présente le principe de fonctionnement élémentaire de l'actionneur. Les fibres tressées forment un réseau de pantographes. Cela permet de transformer les forces radiales exercées par la pression de l'air à l'intérieur du muscle en une force axiale.

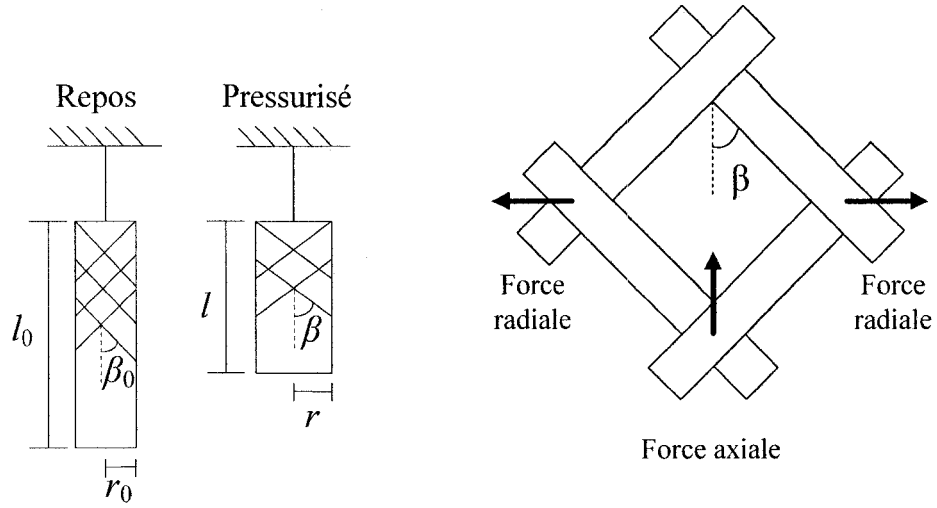


Figure 3 Principe de fonctionnement du muscle de McKibben

Le pantographe permet de définir l'état du muscle à partir de sa géométrie au repos, illustré sur la Figure 3, par les équations qui suivent :

$$r = r_0 \frac{\sin(\beta)}{\sin(\beta_0)} \quad (2.4)$$

$$l = l_0 \frac{\cos(\beta)}{\cos(\beta_0)} \quad (2.5)$$

$$r = r_0 \left[ \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{l}{l_0}\right)^2 \cos^2(\beta_0)}}{\sin(\beta_0)} \right] \quad (2.6)$$

où  $r$ ,  $l$  et  $\beta$  sont respectivement le rayon du tube, la longueur du muscle et l'angle de tressage de l'enveloppe textile. Il s'en suit que  $r_0$ ,  $l_0$  et  $\beta_0$  représentent l'état initial de l'actionneur, c'est-à-dire ses caractéristiques au repos. La formule (2.6) est déduite à partir des relations (2.4) et (2.5) pour des considérations pratiques. En effet, cette manipulation permet de faire disparaître le paramètre  $\beta$ . En réalité, cette donnée serait très difficile à obtenir en temps réel pour commander les muscles de façon adéquate.

Le volume d'un cylindre étant décrit comme suit :

$$V = \pi r^2 l = \pi r^2 l \frac{l_0}{l_0} \quad (2.7)$$

En substituant la relation (2.6) dans la formule (2.7), on obtient l'équation volumique du muscle de McKibben :

$$V = \frac{\pi r_0^2 l_0}{\sin^2(\beta_0)} \left( \frac{l}{l_0} \right) \left( 1 - \left( \frac{l}{l_0} \right)^2 \cos^2(\beta_0) \right) \quad (2.8)$$

Dans la section suivante, deux muscles seront utilisés pour produire un actionneur rotatif. Il sera donc nécessaire d'identifier chacun des muscles par un indice. À partir des relations (2.3) et (2.8), il est alors possible de déterminer la force de contraction d'un muscle identifié par l'indice  $j$  à partir de ses caractéristiques physiques initiales :

$$F_j = -P_j \frac{\partial V_j}{\partial l_j} \quad (2.9)$$

Ainsi,

$$F_j(\varepsilon_j, P_j) = \pi r_{j0}^2 P_j \left[ a_j (1 - \varepsilon_j)^2 - d_j \right], \quad 0 \leq \varepsilon_j \leq \varepsilon_{j\max} \quad (2.10)$$

où

$$\varepsilon_j = (l_{j0} - l_j) / l_{j0},$$

$$a_j = 3 / \tan^2(\beta_{j0}),$$

$$d_j = 1 / \sin^2(\beta_{j0}).$$

Or,  $\varepsilon_j$  représente le ratio de contraction. Ce ratio de contraction est borné puisque  $\varepsilon_{j\min} = 0$  et  $\varepsilon_{j\max} = 1 - \sqrt{d_j/a_j}$ . L'approche de commande robuste qui sera présentée au Chapitre 4 permet d'assurer la stabilité généralisée d'un système linéaire à paramètres incertains qui varient en fonction du temps, à condition que ces paramètres variants soient toujours bornés. Dans le but d'appliquer cette approche d'asservissement aux muscles de McKibben, il sera nécessaire d'exprimer leur modèle non linéaire, donné par la relation (2.10), sous forme linéaire à paramètre variant. Cette nouvelle expression ne représente en rien une approximation linéaire du système mais plutôt une interprétation des fonctions non linéaires des variables du système comme des paramètres variant dans le temps. Ainsi, puisque  $\varepsilon_j$  est borné, il est possible d'interpréter l'équation non linéaire (2.10) comme la formule linéaire variante dans le temps suivante :

$$F_j = \varphi_j(t) P_j \quad (2.11)$$

où  $\varphi_j(t)$  est un paramètre incertain borné. En effet, l'élément variant est la longueur du muscle à un temps  $t$  donné. Cette variable a un impact sur le ratio de contraction  $\varepsilon_j$ . Dans l'équation (2.10), le terme  $(1 - \varepsilon_j)^2$  apparaît. En conséquence, la limite supérieure de  $\varphi_j(t)$  est décrite par :  $\overline{\varphi_j} = \pi r_{j0}^2 \left[ a_j (1 - \varepsilon_{j\min})^2 - d_j \right]$ . Donc, la force maximum est obtenue lorsque le muscle est à sa pleine longueur. Inversement, la limite inférieure de  $\varphi_j(t)$  est définie comme suit :  $\underline{\varphi_j} = \pi r_{j0}^2 \left[ a_j (1 - \varepsilon_{j\max})^2 - d_j \right]$ . Donc, la force minimum est obtenue lorsque le muscle est contracté au maximum.

### 2.3 Actionneur articulaire

Un muscle pneumatique crée un déplacement linéaire. Une paire de muscles artificiels antagonistes génère un mouvement circulaire. Cette configuration est nécessaire pour concevoir des robots manipulateurs actionnés par ces muscles pneumatiques [3]. La Figure 4 présente le fonctionnement de l'actionneur articulaire composé de deux muscles.

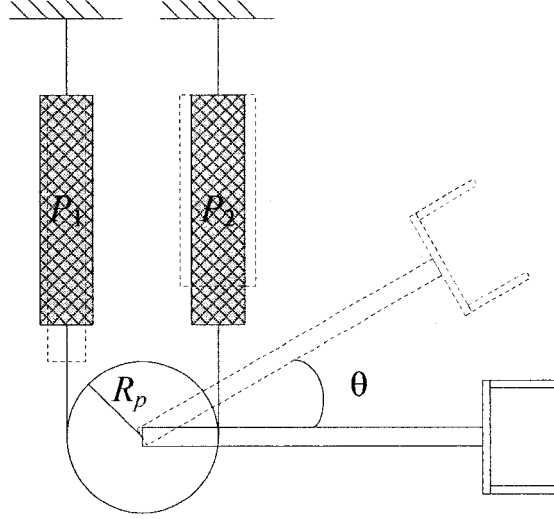


Figure 4 Actionneur articulaire composé de deux muscles de McKibben

En se basant sur le modèle statique du muscle de McKibben, donné par la relation (2.11), le déplacement angulaire produit par une paire de muscles peut être défini comme suit :

$$I\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + k\theta = T = R_p (F_2 - F_1) = R_p (\varphi_2(t)P_2 - \varphi_1(t)P_1) \quad (2.12)$$

où  $I$ ,  $b$ ,  $k$ ,  $\theta$  sont respectivement l'inertie de l'avant-bras, le coefficient d'amortissement, le coefficient de rigidité et le déplacement angulaire de l'articulation.  $T$  est le couple généré par l'actionneur et  $R_p$  représente le rayon de la poulie. Enfin,  $F_1$  et  $F_2$  sont les forces de tirage des muscles 1 et 2 qui peuvent s'exprimer en fonction des pressions  $P_1$  et  $P_2$  par l'équation (2.11). C'est donc par l'entremise des pressions  $P_1$  et  $P_2$  que le mouvement de l'actionneur sera généré. Les coefficients d'amortissement ( $b$ ) et de rigidité ( $k$ ) sont intimement liés aux caractéristiques des muscles utilisés. En fait, le coefficient de rigidité ( $k$ ) est entièrement caractérisé par l'effet élastique causé par les muscles sous pression. Ce coefficient dépend donc de la pression maintenue dans les muscles.

## 2.4 Circuit pneumatique

Le muscle de McKibben étant basé sur une transformation de sa pression interne en une force de tirage, la nature de la source de pression utilisée est primordiale. Certains chercheurs [4] suggèrent l'utilisation de fluides pour améliorer les performances de l'actionneur. Cependant, l'air comprimé a été privilégié pour des aspects de sécurité, de poids, de disponibilité et d'entretien. Son comportement et ses avantages sont bien connus du milieu industriel [29].

Afin d'amener l'air comprimé jusqu'aux muscles artificiels, certains équipements sont requis. Entre autre, les valves pneumatiques permettent de contrôler la quantité d'air présente à l'intérieur des muscles. Généralement, deux types de valves sont utilisées dans la littérature : les servovalves [9;16] et les valves de pression [3;11].

Dans cette section, deux systèmes pneumatiques distincts sont utilisés pour alimenter et commander l'actionneur formé d'une paire de muscles artificiels présenté à la section précédente. Un des systèmes pneumatiques choisi est basé sur une servovalve tandis que l'autre est basé sur deux valves caractérisées par une commande interne de pression.

### 2.4.1 Utilisation d'une servovalve

Une servovalve permet de rediriger la pression d'alimentation dans l'un ou l'autre des muscles de l'actionneur articulaire à l'aide d'un tiroir. Ainsi, le système illustré à la Figure 5 comporte un compresseur d'air, un régulateur, une servovalve, deux capteurs de pression et la tuyauterie nécessaire afin d'alimenter les muscles artificiels. Ces derniers peuvent être considérés approximativement comme des cylindres pneumatiques à simple action. La dynamique du circuit pneumatique a été modélisée comme suit [30]. Tout d'abord, les hypothèses de départ sont les suivantes :

- a. Le fluide est un gaz parfait;
- b. La densité du gaz à l'intérieur du réservoir est uniforme;
- c. Le gaz à l'intérieur du muscle a un comportement adiabatique.

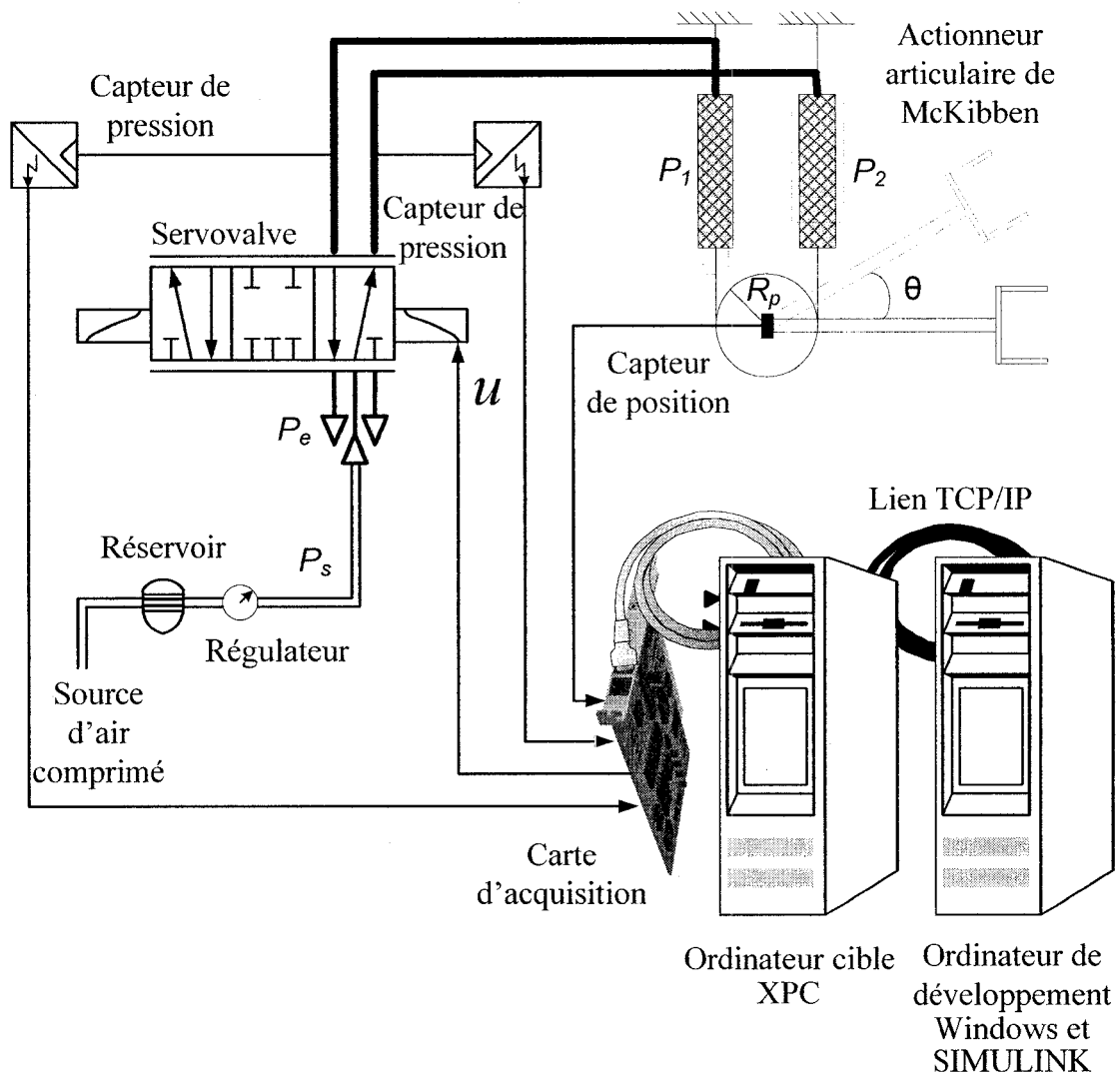


Figure 5 Description du procédé utilisant une servovalve

Ces suppositions permettent de formuler la dynamique des pressions de l'air à l'intérieur des muscles qui forment l'actionneur articulaire. L'équation différentielle de la pression en fonction de l'ouverture de la servovalve de commande est donnée par la relation suivante :

$$\dot{P}_j = \gamma \frac{R_g T_a}{V_j(t)} \dot{m}_j(P_j, x_{sj}) - \gamma \frac{\dot{V}_j(t)}{V_j(t)} P_j, \quad j = 1, 2 \quad (2.13)$$

où  $\gamma$ ,  $R_g$ ,  $T_a$ ,  $V_j(t)$ ,  $m_j$ ,  $P_j$  représentent respectivement le coefficient de chaleur spécifique du gaz, la constante des gaz parfaits, la température ambiante, le volume, le débit massique dans la valve et la pression du muscle d'indice  $j$ . Finalement,  $x_{sj}$  est la position du tiroir qui contrôle l'ouverture de la servovalve. Le débit massique dépend de la pression et de la position du tiroir selon l'expression ci-dessous :

$$\dot{m}_j(P_j, x_{sj}) = W_s x_{sj} C_s \dot{m}_{sj}(P_j, \text{sign}(x_{sj})) \quad (2.14)$$

où  $W_s x_{sj}$  est la surface d'ouverture de la servovalve,  $C_s$  représente le coefficient de décharge et  $\dot{m}_{sj}$  est une fonction non linéaire de la pression :

$$\dot{m}_{sj}(P_j, \text{sign}(x_{sj})) = \frac{1}{\sqrt{R_g T_a}} H \quad (2.15)$$

où

$$H = \begin{cases} P_s f_r(P_j/P_s) & \text{si } \text{sign}(x_{sj}) \geq 0 \text{ et } P_j < P_s \\ P_j f_r(P_e/P_j) & \text{si } \text{sign}(x_{sj}) < 0 \text{ et } P_e < P_j \end{cases} \quad (2.16)$$

où  $P_e$  et  $P_s$  sont respectivement la pression atmosphérique et la pression d'alimentation. Ici, le terme  $H$  considère que le flux d'air se dirige uniquement dans la direction appropriée. Cette hypothèse permet de simplifier les calculs mathématiques. Il est possible de définir d'autres situations où le flux circule dans le sens opposé de celui désiré. Ceci permet de mieux représenter la réalité mais crée des termes dont le signe peut changer. Subséquemment, des problèmes pourraient survenir lors de la conception de la loi de commande. Or, puisque le flux se dirige généralement dans la direction demandée, l'hypothèse retenue est valable.  $f_r$  est une fonction formulée comme suit :



$$f_r(x) = \begin{cases} \sqrt{2\gamma/(\gamma-1)} \sqrt{x^{2/\gamma} - x^{(\gamma+1)/\gamma}} & \text{si } x \geq r_c \\ \sqrt{\gamma [2/(\gamma+1)]^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} & \text{si } x < r_c \end{cases} \quad (2.17)$$

où  $r_c$  est le rapport de pression critique défini par l'équation suivante :

$$r_c = [2/(\gamma+1)]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.18)$$

De façon similaire à la modélisation de la force de tirage des muscles, le modèle non linéaire du flux d'air dans la servovalve peut être interprété comme une relation linéaire à paramètres variants à condition de pouvoir borner ces paramètres dans des intervalles. L'équation (2.13) peut donc être réécrite sous la forme subséquente :

$$\dot{P}_j = \psi_j(t) x_{sj} - \gamma \frac{\dot{V}_j(t)}{V_j(t)} P_j \quad (2.19)$$

où  $\psi_j(t)$  est un paramètre incertain borné lorsque la pression dans le muscle est limitée selon l'expression ci-dessous :

$$(1 + \rho) P_e \leq P_j \leq (1 - \rho) P_s \quad (2.20)$$

avec

$$0 < \rho < 1 \quad (2.21)$$

Lorsque  $\rho$  est proche de 1, cette supposition représente bien les conditions normales d'opérations en plus de respecter le postulat sur le débit massique décrit par la formule (2.16). En effet, la pression à l'intérieure d'un muscle ne devrait pas dépasser la pression d'alimentation et elle devrait être supérieure à la pression environnante afin d'éviter que le muscle artificiel s'étire. Cette situation n'est pas prise en compte par le modèle retenu (2.10).

Par ailleurs, l'approche définie par l'équation (2.19) est intéressante car elle permet d'inclure une incertitude sur le coefficient de décharge  $C_s$  qui fait partie intégrante de la relation (2.14). De fait, ce paramètre varie alors que le muscle artificiel se remplit d'air comprimé.

### 2.4.2 Utilisation de valves de pression

Il est aussi possible de se servir de valves de pression pour contrôler la pression envoyée dans les muscles pneumatiques. Ainsi, le système illustré à la Figure 6 comporte un compresseur d'air, un régulateur, deux valves de pression et la tuyauterie nécessaire afin d'alimenter les muscles artificiels.

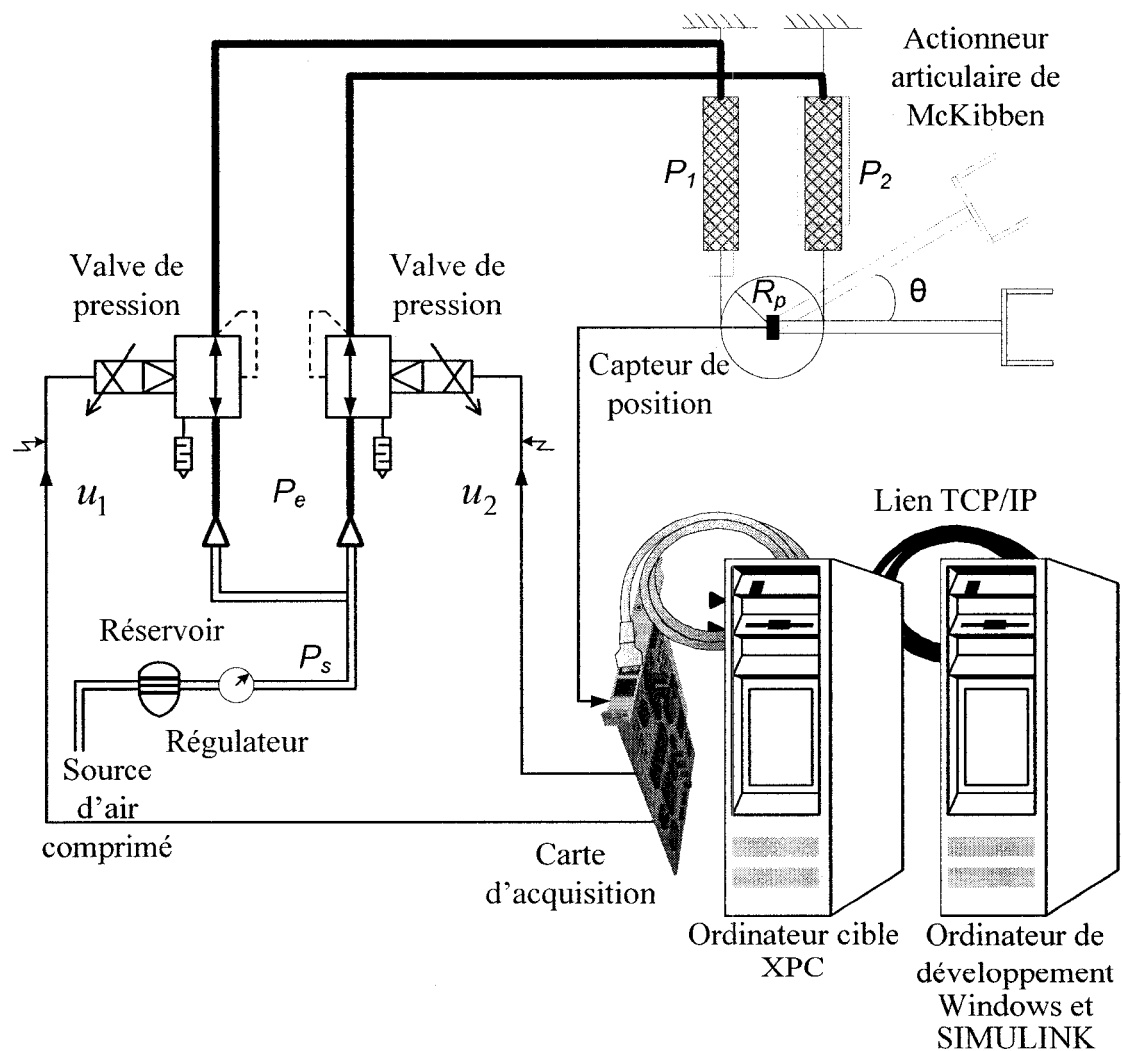


Figure 6 Description du procédé utilisant des valves de pression

La principale caractéristique de ce type d'équipement est la présence d'un régulateur électromécanique de pression intégrer à même la valve. Ainsi, l'hypothèse suivante a été considérée : La pression à la sortie d'une valve de pression correspond à la pression demandée. Les courbes caractéristiques des valves de pression considérées dans ce mémoire justifient une telle affirmation. Ces courbes sont présentées en ANNEXE 2. Aussi, cette supposition permet d'éliminer le modèle mathématique relié au circuit pneumatique.

## **2.5 Conclusion**

Ce chapitre décrit en détail le modèle géométrique d'un muscle artificiel de McKibben ainsi que la modélisation d'une paire de muscle créant un actionneur articulaire. Aussi, la formulation du flux d'air comprimé est décortiquée lorsqu'une servovalve contrôle la pression d'un tel procédé. La transformation de ces relations non linéaires et incertaines en équations linéaires à paramètres variant dans le temps est montrée. Les composantes du système pour commander un actionneur articulaire sont illustrées selon deux méthodes, soit l'utilisation d'une servovalve ou de deux valves de pression. Le chapitre suivant présente les calculs de l'approche de la loi de commande privilégiée pour chaque type de valve.

## **CHAPITRE 3**

### **COMMANDE DE L'ACTIONNEUR ARTICULAIRE DE MCKIBBEN**

#### **3.1 Introduction**

Ce chapitre présente les stratégies de commande développées pour contrôler la position d'un actionneur articulaire de McKibben. Une méthode de commande sera proposée pour chaque type de valves, soit les servovalves et les valves de pression. Leurs performances sont comparées dans le Chapitre 5.

#### **3.2 Représentation par variables d'état**

À partir des formulations (2.11) et (2.12) de l'actionneur articulaire de McKibben, il est possible de définir un modèle d'état du système qui est linéaire et variant dans le temps. Cette représentation par variables d'état permettra ensuite la conception d'une commande linéaire robuste à l'aide d'une formulation par des inégalités matricielles linéaires qui sera présenté au Chapitre 4.

##### **3.2.1 Stratégie de commande avec une servovalve**

Une servovalve permet de rediriger la pression d'alimentation dans l'un ou l'autre des muscles de l'actionneur articulaire à l'aide d'un tiroir. Ainsi, une stratégie de commande à deux niveaux a été développée. Celle-ci est illustrée à la Figure 7. Le premier niveau permet de contrôler la différence de pression entre les deux muscles artificiels qui forment l'actionneur articulaire. Dans un deuxième temps, le contrôle de la position a été effectué.

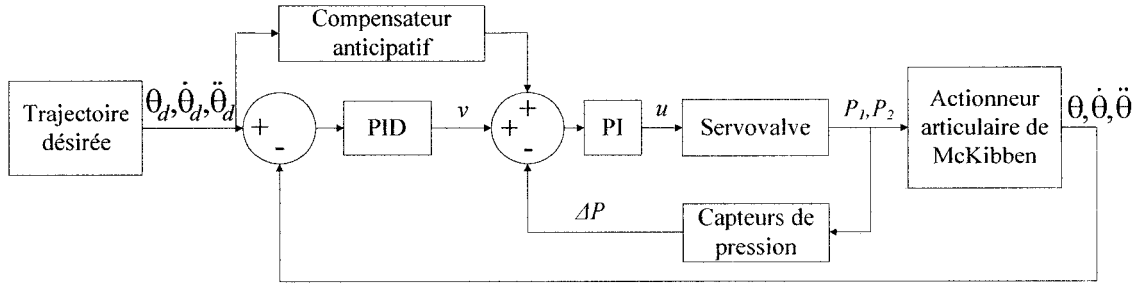


Figure 7 Schéma bloc du système utilisant une servovalve

### 3.2.1.1 Commande de la pression

L'équation différentielle (2.19) décrit le flux de pression qui passe par une servovalve. La variation de volume présente dans cette formulation est considérée comme négligeable puisque le rayon du muscle augmente lorsque sa longueur diminue. Alors, l'équation ci-après permet de déterminer la pression présente dans un muscle artificiel de McKibben :

$$\dot{P}_j = \psi_j(t)x_{sj} \quad (3.1)$$

Pour développer le modèle d'état de la différence de pression entre les deux muscles de l'actionneur articulaire de McKibben, les variables d'état suivantes ont été choisies :

$$x_1 = P_2 - P_1, \quad x_2 = \int (P_2 - P_1) dt, \quad u = x_{s1} = -x_{s2}$$

La servovalve à cinq voies utilisée est caractérisée par un seul tiroir qui contrôle la pression distribuer dans les deux muscles artificiels. En effet, l'ouverture du tiroir pour le deuxième muscle est inversement proportionnelle à l'ouverture pour le premier muscle. À partir de la relation (3.1) et des variables d'état ci haut, le modèle de pression qui en découle est décrit ci-dessous :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}(t)u \quad (3.2)$$

où

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}(t) = \begin{bmatrix} \psi_1(t) + \psi_2(t) \\ 0 \end{bmatrix}$$

et  $u$  représente la position du tiroir de la servovalve. Selon la définition des variables d'état choisies, un contrôleur PI est obtenu en appliquant le retour d'état suivant :

$$u = \mathbf{K}\mathbf{x} = \begin{bmatrix} k_p & k_i \end{bmatrix} \mathbf{x} \quad (3.3)$$

En substituant l'équation (3.3) dans le modèle (3.2), le système en boucle fermée du contrôle de la pression est donné par :

$$\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(t)\mathbf{x} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x} \quad (3.4)$$

où  $\mathbf{B}(t)$  est une fonction linéaire des paramètres incertains variant dans le temps  $\psi_1$  et  $\psi_2$ . La matrice  $\mathbf{K}$  représentant les gains du contrôleur sera calculée, de façon à assurer la robustesse du système par rapport aux paramètres variant  $\psi_1$  et  $\psi_2$ , à partir de la formulation IML présentée à la section 4.4.1.

### 3.2.1.2 Commande de la position

Le second niveau de la stratégie de commande permet de contrôler la position de l'actionneur articulaire. Pour ce faire, la transformation utilisée dans [3] est appliquée à l'équation (2.11). Ainsi, en supposant que l'incertitude des paramètres  $\varphi_1(t)$  et  $\varphi_2(t)$  peut s'exprimer de la façon suivante

$$\varphi_2(t) = \varphi_0(t) + \Delta\varphi(t)$$

$$\varphi_1(t) = \varphi_0(t) - \Delta\varphi(t)$$

où  $\varphi_0(t) \in [\underline{\varphi}_0, \bar{\varphi}_0] = [\underline{\varphi}_1, \bar{\varphi}_1] = [\underline{\varphi}_2, \bar{\varphi}_2]$ , le couple  $T$  défini par l'équation (2.12) devient :

$$T = R_p F_2 - R_p F_1 = R_p \varphi_0(t)(P_2 - P_1) + R_p \Delta\varphi(t)(P_2 + P_1)$$

En négligeant la variation  $\Delta\varphi(t)$ , commune aux paramètres incertains  $\varphi_1(t)$  et  $\varphi_2(t)$ , il devient naturel de choisir la différence de pression comme variable d'effort de commande pour la boucle de position. Comme indiqué par la Figure 7, celle-ci sera influencée par le contrôle de pression défini précédemment. Ainsi, la relation suivante décrit le modèle de l'actionneur articulaire lorsque la différence de pression est contrôlée par une servovalve :

$$I\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + k\theta = R_p\varphi_0(t)v \quad (3.5)$$

où  $v = P_2 - P_1$  représente l'effort de commande de la boucle de commande de position. D'autre part, la commande doit faire en sorte que les valeurs mesurées deviennent égales aux valeurs désirées. La relation (3.5) peut alors être réécrite sous la forme suivante :

$$I(\ddot{\theta}_d - \ddot{\theta}) + b(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) + k(\theta_d - \theta) = -R_p\varphi_0(t)v + I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d \quad (3.6)$$

où  $\theta_d$ ,  $\dot{\theta}_d$  et  $\ddot{\theta}_d$  représentent la trajectoire désirée de la position angulaire. Pour exprimer ce modèle dans l'espace d'état, les variables d'état suivantes ont été choisies :

$$x_1 = \theta_d - \theta, \quad x_2 = \int(\theta_d - \theta)dt, \quad x_3 = \dot{\theta}_d - \dot{\theta},$$

Ainsi, le modèle prend la forme suivante :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}(t)v + \mathbf{b}_p(I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d) \quad (3.7)$$

où

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{I} & 0 & -\frac{b}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{R_p\varphi_0(t)}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b}_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{I} \end{bmatrix}$$

La commande de position est alors définie par un retour d'état augmenté d'une commande anticipative :

$$v = \mathbf{K}\mathbf{x} + v_{ca} \quad (3.8)$$

où le terme anticipatif est donné par

$$v_{ca} = \frac{1}{R_p\tilde{\varphi}_0}(I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d)$$

Le modèle d'état du système en boucle fermée devient alors:

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x} + \mathbf{b}_p\left(1 - \frac{\varphi_0(t)}{\tilde{\varphi}_0}\right)(I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d) \quad (3.9)$$

où  $\tilde{\varphi}_0$  est une valeur nominale estimée du paramètre variant  $\varphi_0(t)$  compris entre  $\underline{\varphi}_0$  et  $\overline{\varphi}_0$ . En choisissant  $\tilde{\varphi}_0$  au milieu de l'intervalle  $[\underline{\varphi}_0, \overline{\varphi}_0]$ , la perturbation maximale causée par la trajectoire désirée sur la dynamique de l'erreur de suivi sera minimale. En effet, ce choix permet de minimiser la borne supérieure du terme  $|1 - \varphi_0(t)/\tilde{\varphi}_0|$ . Selon la théorie de Lyapunov [31], cette perturbation se répercutera de façon bornée sur l'erreur de suivi à condition que le système sans perturbation décrit par

$$\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(t)\mathbf{x} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x} \quad (3.10)$$

soit exponentiellement stable. Au Chapitre 4, la conception du retour d'état  $\mathbf{K}$  qui assure la stabilisation exponentielle robuste de la dynamique non perturbée décrite par (3.10) sera présentée. Cette conception sera basée sur une formulation du problème à l'aide des inégalités matricielles linéaires.

### 3.2.2 Stratégie de commande avec deux valves de pression

Contrairement à la méthode décrite antérieurement, la stratégie de commande utilisant deux valves de pression contrôle directement la position. De fait, les valves de pression possèdent un mécanisme interne qui permet de réguler la pression de sortie selon le signal demandé. La pression à l'intérieur du muscle sera donc considérée comme identique à la pression demandée dans l'approche qui suit. Cette supposition permet d'obtenir une stratégie de commande simple à modéliser et d'éliminer la nécessité des capteurs de pression.

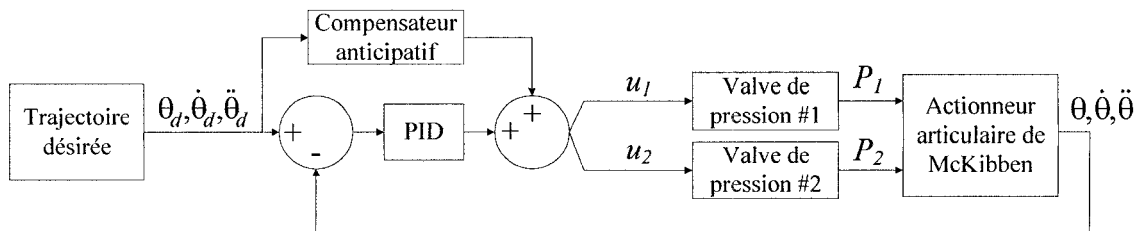


Figure 8 Schéma bloc du système utilisant deux valves de pression



En effet, il suffit d'appliquer directement la formule (2.11) dans l'équation (2.12). Ainsi, la relation suivante décrit l'actionneur articulaire lorsque la pression est contrôlée par deux valves de pression.

$$I\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + k\theta = R_p\varphi_2(t)P_2 - R_p\varphi_1(t)P_1 \quad (3.11)$$

L'expression subséquente permet une formulation consistante avec l'objectif recherché, soit confondre la position désirée avec la position mesurée :

$$I(\ddot{\theta}_d - \ddot{\theta}) + b(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) + k(\theta_d - \theta) = R_p\varphi_2(t)u_2 - R_p\varphi_1(t)u_1 + I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d \quad (3.12)$$

où  $\theta$ ,  $\dot{\theta}$  et  $\ddot{\theta}$  sont respectivement la position, la vitesse et l'accélération angulaire mesurées ou calculées de l'actionneur articulaire de McKibben, alors que  $\theta_d$ ,  $\dot{\theta}_d$  et  $\ddot{\theta}_d$  représentent la trajectoire désirée. Les variables d'état suivantes ont été choisies :

$$x_1 = \theta_d - \theta, \quad x_2 = \int(\theta_d - \theta)dt, \quad x_3 = \dot{\theta}_d - \dot{\theta}, \quad u_1 = P_1, \quad u_2 = P_2$$

À partir de la relation (3.12) et du choix des variables ci haut mentionné, le modèle d'état de la position est défini comme suit:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}(t)\mathbf{u} + \mathbf{b}_p(I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d) \quad (3.13)$$

où

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{I} & 0 & -\frac{b}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{R_p\varphi_1(t)}{I} & \frac{R_p\varphi_2(t)}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b}_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

Tout comme la stratégie précédente, un compensateur PID augmenté d'un terme anticipatif est utilisé. Alors la commande de la position est donnée par :

$$\mathbf{u} = \mathbf{K}\mathbf{x} + \begin{bmatrix} v_{1ca} \\ v_{2ca} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

où le terme anticipatif est donné par

$$\begin{bmatrix} v_{1ca} \\ v_{2ca} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_p \tilde{\varphi}_1} \\ -\frac{1}{R_p \tilde{\varphi}_2} \end{bmatrix} \frac{(I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d)}{2}$$

En substituant l'expression (3.14) dans la relation (3.13), le modèle d'état du système en boucle fermée devient :

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x} + \mathbf{b}_p \left( 1 - \frac{\varphi_1(t)}{2\tilde{\varphi}_1} - \frac{\varphi_2(t)}{2\tilde{\varphi}_2} \right) (I\ddot{\theta}_d + b\dot{\theta}_d + k\theta_d) \quad (3.15)$$

où  $\tilde{\varphi}_1$  et  $\tilde{\varphi}_2$  sont des valeurs nominales estimées des paramètres variants  $\varphi_1(t)$  et  $\varphi_2(t)$  contenu dans les intervalles  $[\underline{\varphi}_1, \overline{\varphi}_1]$  et  $[\underline{\varphi}_2, \overline{\varphi}_2]$ . En choisissant  $\tilde{\varphi}_1$  et  $\tilde{\varphi}_2$  au milieu de leur intervalle respective, la perturbation maximale causée par la trajectoire désirée sur la dynamique de l'erreur de suivi sera minimale. En effet, ce choix permet de minimiser la borne supérieure du terme  $\left| 1 - \frac{\varphi_1(t)}{2\tilde{\varphi}_1} - \frac{\varphi_2(t)}{2\tilde{\varphi}_2} \right|$ . Toujours en se basant sur la théorie de

Lyapunov [31], la dynamique décrite par (3.15) sera borné si le système sans perturbation est exponentiellement stable. Ce dernier est décrit par la relation (3.16). Les inégalités matricielles linéaires présentées au Chapitre 4 permettront de calculer les gains du contrôleur de façon à assurer la stabilité exponentielle robuste du système sans perturbation décrit par

$$\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(t)\mathbf{x} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x} \quad (3.16)$$

où  $\mathbf{B}(t)$  est une fonction linéaire des paramètres incertains variant dans le temps  $\varphi_1$  et  $\varphi_2$ .

La Figure 8 montre la synthèse de la stratégie de contrôle utilisée pour l'actionneur articulaire de McKibben lorsque deux valves de pressions sont employées.

### **3.3 Conclusion**

Les stratégies de commande développées pour contrôler la position d'une paire de muscles artificiels de McKibben ont été présentées dans ce chapitre. Il s'agit de commandes linéaires de type PID accompagnées d'un compensateur anticipatif. La méthode utilisant une servovalve requiert deux boucles de contrôle, soit une pour la pression à l'intérieur des muscles et l'autre pour la position de l'actionneur articulaire. D'autre part, les valves de pression possèdent leur propre contrôle interne de la pression. Or, la méthode de commande avec ce type de valve permet de contrôler directement la position. Le prochain chapitre présente l'approche utilisée pour déterminer les valeurs des contrôleurs linéaires afin d'obtenir une loi de commande robuste pour l'actionneur articulaire de McKibben.

## **CHAPITRE 4**

### **CONCEPTION ROBUSTE DE LA COMMANDE VIA LES IML**

#### **4.1 Introduction**

Ce chapitre présente le formalisme des inégalités matricielles linéaires (IML). Ce dernier est au cœur des stratégies de commande développées pour contrôler la position d'un actionneur articulaire de McKibben. En effet, cette approche permet de solutionner de façon robuste le problème de commande d'un système linéaire variant dans le temps.

#### **4.2 Inégalités matricielles linéaires**

Les IML sont une représentation mathématique d'une classe de contraintes convexes associées à des problèmes d'optimisation. Elles peuvent, entre autre, servir à formuler des problèmes de stabilité robuste et généralisé dans le domaine de la commande. De plus, des algorithmes, disponibles dans divers logiciels tel que Matlab [32], permettent de résoudre aisément les IML. Cette capacité de trouver une réponse à des problèmes difficiles à solutionner analytiquement en fait un choix de prédilection pour la conception de commande de systèmes incertains. Ce formalisme est au cœur du développement de la commande proposée dans ce mémoire. Les notions nécessaires à la compréhension de cette approche sont donc présentées suivi par leurs applications sur l'actionneur articulaire de McKibben.

##### **4.2.1 Historique**

L'ensemble des références ainsi que les événements historiques citées dans cette section ont été tirés de la référence [33]. L'utilisation des IML dans l'univers de la commande ne date pas d'hier [34]. En fait, c'est en 1890 qu'elles sont apparues avec la théorie de

Lyapunov [31]. Ce dernier a démontré que le système défini par l'équation différentielle de la forme suivante :

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t)$$

est exponentiellement stable (i.e. la norme du vecteur d'état converge à zéro de façon exponentielle) si et seulement si une matrice symétrique définie positive  $\mathbf{P}$  existe tel que la contrainte suivante est respectée :

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} < 0$$

Ce type d'IML est particulière puisqu'il est possible de la résoudre analytiquement en solutionnant l'ensemble d'équations linéaires ci-dessous pour  $\mathbf{P}$  en choisissant n'importe quelle matrice  $\mathbf{Q}$  symétrique et définie positive tel que

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} = -\mathbf{Q}$$

C'est seulement en 1940 que Lur'e, Postnikov et leurs collègues ont appliqués les méthodes de Lyapunov sur des problèmes de commande réels de petite taille. Ceux-ci comportaient une non linéarité. Ils ont vérifiés leurs résultats analytiquement « à la main ». Par la suite, Yakubovich, Popov, Kalman et autres chercheurs ont développés au début des années 60 des techniques graphiques telles que le critère du cercle et le critère de Popov pour solutionner une certaine famille d'IML. Ces méthodes pouvaient résoudre des problèmes d'ordre plus grand mais la présence de plus d'une non linéarité compliquait les choses. Quelques années plus tard, des chercheurs montrent que cette même catégorie d'IML peut être solutionnée à l'aide des équations de Riccati tel que mentionné dans les travaux de Willems.

La simple observation que les IML qui surviennent en commande de systèmes automatisés peuvent être formulées comme des problèmes convexes d'optimisation a eu une influence considérable. En effet, cela a permis de déterminer qu'il était possible de trouver des réponses fiables pour plusieurs IML qui n'avaient pas pu être résolues analytiquement. Pyatnitskii et Skorodinskii ont été les premiers à démontrer clairement cette affirmation vers les années 80.

Enfin, l'arrivée des ordinateurs permet de concevoir des algorithmes pour la programmation séquentielle. Karmarkar a été le pionnier mais ce sont les travaux de Nesterov et Nemirovskii sur les méthodes de points intérieurs qui sont davantage utilisés aujourd'hui. De fait, leur algorithme garanti la précision de la solution ainsi que le nombre d'itération soit borné par un polynôme.

#### 4.2.2 Définitions, propriétés et propositions

La présente section expose les principales théories sur lesquelles repose la recherche décrite dans ce mémoire.

##### 4.2.2.1 Matrices définies positives

Dans le développement des IML, les matrices définies positives sont une notion incontournable. Une matrice  $\mathbf{M}$  est dite définie positive (semi positive) si la condition suivante est valide [33].

$$\begin{aligned} \mathbf{x}^T \mathbf{M} \mathbf{x} &> 0 & \forall \mathbf{x} \neq 0 \\ (\mathbf{x}^T \mathbf{M} \mathbf{x} &\geq 0 & \forall \mathbf{x} \neq 0) \end{aligned}$$

Afin de simplifier l'écriture, la notation ci-dessous est utilisée.

$$\mathbf{M} > 0 \text{ désigne } \mathbf{x}^T \mathbf{M} \mathbf{x} > 0 \quad \forall \mathbf{x} \neq 0$$

$$\mathbf{M} \geq 0 \text{ désigne } \mathbf{x}^T \mathbf{M} \mathbf{x} \geq 0 \quad \forall \mathbf{x} \neq 0$$

D'autre part, si une matrice  $\mathbf{M}$  définie positive a la caractéristique d'être symétrique, c'est-à-dire que  $\mathbf{M} = \mathbf{M}^T$ , alors les propriétés subséquentes sont utiles pour transformer les modèles d'état des problèmes de commande en IML.

La première propriété d'une matrice  $\mathbf{M}$  définie positive et symétrique stipule que si toutes les colonnes d'une matrice  $\mathbf{E}$  sont linéairement indépendantes, alors

$$\mathbf{M} > 0 \Rightarrow \mathbf{E}^T \mathbf{M} \mathbf{E} > 0$$

Dans un deuxième temps, le complément de Schur montre les propriétés suivantes :

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & \mathbf{M}_2 \\ \mathbf{M}_2^T & \mathbf{M}_3 \end{bmatrix} > 0 \Leftrightarrow \begin{cases} \mathbf{M}_3 > 0 \\ \mathbf{M}_1 - \mathbf{M}_2 \mathbf{M}_3^{-1} \mathbf{M}_2^T > 0 \end{cases}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & \mathbf{M}_2 \\ \mathbf{M}_2^T & \mathbf{M}_3 \end{bmatrix} > 0 \Leftrightarrow \begin{cases} \mathbf{M}_1 > 0 \\ \mathbf{M}_3 - \mathbf{M}_2^T \mathbf{M}_1^{-1} \mathbf{M}_2 > 0 \end{cases}$$

ce qui permet de transformer certaines inégalités non linéaires et convexe en inégalités matricielles linéaires.

#### 4.2.2.2 Ensemble convexe

En termes géométriques, un ensemble est convexe si n'importe quelle paire de points ainsi que le segment qui relie ces deux points appartiennent à l'ensemble. Or, sous forme algébrique, un ensemble est dit convexe [33] si

$$\forall \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in \mathcal{K}, \mathbf{x} = \xi \mathbf{x}_1 + (1 - \xi) \mathbf{x}_2 \in \mathcal{K} \quad \forall \xi \in [0, 1]$$

Pour visualiser le concept d'ensemble convexe, la Figure 9 montre graphiquement ce qu'est la convexité.

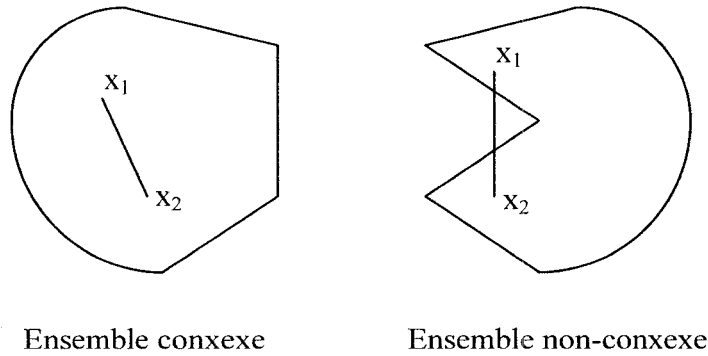


Figure 9 Ensemble convexe

De même, une fonction  $f(\mathbf{x})$  est convexe sur un ensemble convexe  $\mathcal{K}$  si

$$\forall \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in \mathcal{K}, f(\xi \mathbf{x}_1 + (1-\xi) \mathbf{x}_2) \leq \xi f(\mathbf{x}_1) + (1-\xi) f(\mathbf{x}_2) \quad \forall \xi \in [0,1]$$

**Proposition 1 :** Une fonction convexe  $f(\mathbf{x})$  n'admet qu'un seul minimum global dans l'ensemble convexe  $\mathcal{K}$  [33].

La résolution de problèmes convexes est intéressante car il y a absence de minimum local. Dans ces circonstances, un minimum local est en fait un minimum global. Il en est de même pour les maximums locaux et globaux. Or, l'optimisation d'un problème consiste à minimiser ou maximiser une fonction. Si cette fonction est convexe, alors la solution optimale sera unique. Cette propriété rend l'utilisation des inégalités matricielles linéaires très attrayante pour les problèmes de commande.

#### 4.2.2.3 Inégalités matricielles linéaires

De façon générale, une inégalité matricielle linéaire est une contrainte [33] décrite par

$$F(\mathbf{x}) > 0$$

où  $F$  est une fonction affine représentant un espace vectoriel de dimensions finies  $V$  dans l'ensemble de matrices réelles et symétriques  $S$ , soit

$$F: V \rightarrow S$$

$$S := \{M \mid \exists n > 0 \ni M = M^T \in \mathbb{R}^{n \times n}\}$$

En terme plus concret, une inégalité matricielle linéaire prend la forme suivante

$$\mathbf{M}(\mathbf{x}) = \mathbf{M}_0 + \sum_{i=1}^m x_i \mathbf{M}_i > 0 \quad (4.1)$$

où  $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_m)$  est un vecteur de nombres réels correspondant aux variables de décision et  $\mathbf{M}_i$  sont des matrices symétriques réelles pour  $i=0, \dots, m$ .

**Proposition 2 :** L'ensemble des  $\mathbf{x}$  qui respecte l'IML (4.1) forme un ensemble convexe.



En effet, l'ensemble  $\kappa := \{\mathbf{x} \mid \mathbf{M}(\mathbf{x}) > 0\}$  est convexe puisque pour tout  $\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2 \in \kappa$  et  $\xi \in [0, 1]$ , l'inégalité

$$\mathbf{M}(\xi \mathbf{x}_1 + (1 - \xi) \mathbf{x}_2) = \xi \mathbf{M}(\mathbf{x}_1) + (1 - \xi) \mathbf{M}(\mathbf{x}_2) > 0$$

est vraie étant donné que  $\xi \geq 0$  et que  $(1 - \xi) \geq 0$ . Bien que la contrainte de convexité  $\mathbf{M}(\mathbf{x}) > 0$  sur  $\mathbf{x}$  semble particulière, plusieurs ensembles convexes peuvent être représenté sous forme d'IML.

En outre, un système d'inégalités matricielles linéaires est un ensemble fini d'IML présenté comme suit :

$$\mathbf{M}_1(\mathbf{x}) > 0, \dots, \mathbf{M}_k(\mathbf{x}) > 0 \quad (4.2)$$

Or, une propriété importante est qu'un système d'IML peut être exprimé comme une seule inégalité matricielle linéaire. Donc, l'expression (4.2) est vraie si et seulement si

$$\mathbf{M}(\mathbf{x}) := \begin{pmatrix} \mathbf{M}_1(\mathbf{x}) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_2(\mathbf{x}) & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \mathbf{M}_k(\mathbf{x}) \end{pmatrix} > 0 \quad (4.3)$$

#### 4.2.2.4 Stabilité

Dans le domaine de la commande des systèmes linéaires, la stabilité généralisée est souvent définie comme une région du plan complexe dans laquelle les valeurs propres du système sont contraintes. Ainsi, soit la dynamique linéaire et invariante dans le temps suivante

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} \quad (4.4)$$

Ce système est exponentiellement stable si et seulement si  $\mathbf{P}$  est une matrice symétrique qui solutionne l'IML suivant

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &> 0 \\ \mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} &< 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

De façon équivalente, le système décrit par l'équation (4.4) est exponentiellement stable si et seulement si les valeurs propres de la matrice  $\mathbf{A}$  ont leur partie réelle négative. La partie gauche de la Figure 10 illustre cette région de stabilité du plan complexe. La partie droite de la Figure 10 représente une autre région de stabilité généralisée qui permet de caractériser de façon plus précise le comportement du système. Cette région sera traitée plus en détails à la section suivante.

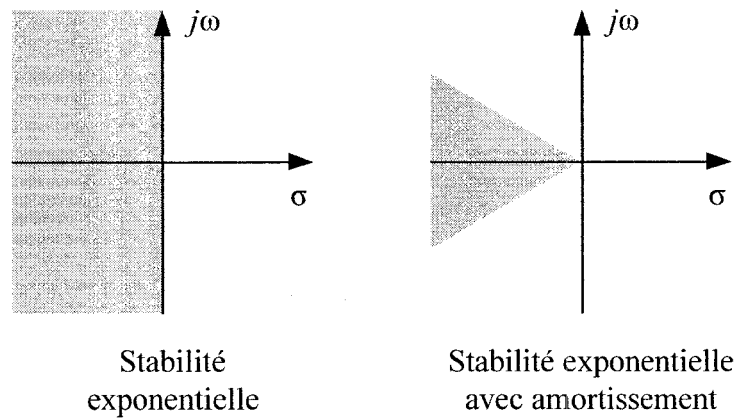


Figure 10 Stabilité généralisée d'un système dynamique

La solution de l'IML (4.5) permet donc de vérifier la stabilité exponentielle du système linéaire invariant (4.4). Néanmoins, les problèmes à solutionner dans ce mémoire, soit les équations (3.4, 3.10, 3.16), sont des systèmes dynamiques linéaires variant dans le temps. De tels problèmes doivent avoir une solution dite robuste afin que le système en boucle fermée soit stable sur toute la plage d'incertitude. Un système dynamique linéaire variant dans le temps à la forme suivante [31]:

$$\dot{\mathbf{x}} = \overline{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) \mathbf{x} \quad (4.6)$$

Lorsque  $\bar{\mathbf{A}}$  est une fonction linéaire de paramètres incertains bornés décrite par l'équation

$$\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) = \mathbf{A}_0 + \sum_{i=1}^m \eta_i \mathbf{A}_i$$

et que l'incertitude des paramètres est un hypercube connu, c'est-à-dire que

$$\boldsymbol{\eta} \in [\underline{\eta}_1, \bar{\eta}_1] \times \dots \times [\underline{\eta}_m, \bar{\eta}_m]$$

alors, une IML dépendante de  $\bar{\mathbf{A}}$  est vérifiée sur toute la plage d'incertitude si et seulement si elle est vérifiée pour chacun des coins de l'hypercube représenté par

$$\boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\eta}_1, \bar{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \bar{\eta}_m\}$$

Par exemple, si  $\boldsymbol{\eta} \in [\underline{\eta}_1, \bar{\eta}_1] \times [\underline{\eta}_2, \bar{\eta}_2]$  alors une IML doit être résolue seulement pour les extrémités de l'hypercube  $\boldsymbol{\eta} \in \{(\underline{\eta}_1, \underline{\eta}_2), (\underline{\eta}_1, \bar{\eta}_2), (\bar{\eta}_1, \underline{\eta}_2), (\bar{\eta}_1, \bar{\eta}_2)\}$ . La Figure 11 permet de visualiser cette notion.

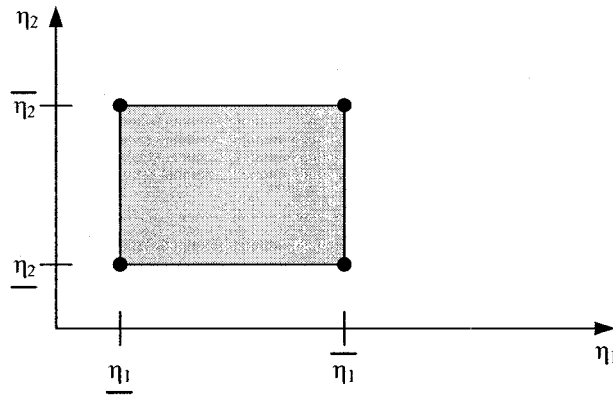


Figure 11 Hypercube formé par un ensemble de deux paramètres incertains

Ainsi, lorsqu'on considère seulement deux paramètres, le système d'IML suivant devra être vérifié pour assurer la stabilité exponentielle robuste de la dynamique (4.6) :

$$\begin{aligned}
& \mathbf{P} > 0 \\
& \overline{\mathbf{A}}(\underline{\eta}_1, \underline{\eta}_2)^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \overline{\mathbf{A}}(\underline{\eta}_1, \underline{\eta}_2) < 0 \\
& \overline{\mathbf{A}}(\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_2)^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \overline{\mathbf{A}}(\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_2) < 0 \\
& \overline{\mathbf{A}}(\overline{\eta}_1, \underline{\eta}_2)^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \overline{\mathbf{A}}(\overline{\eta}_1, \underline{\eta}_2) < 0 \\
& \overline{\mathbf{A}}(\overline{\eta}_1, \overline{\eta}_2)^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \overline{\mathbf{A}}(\overline{\eta}_1, \overline{\eta}_2) < 0
\end{aligned}$$

L'ensemble formé par les incertitudes doit être convexe. Évidemment, un hypercube est convexe. Cependant, en augmentant le nombre d'incertitudes, la quantité de points à vérifiées grandit exponentiellement. Ainsi, un système contenant beaucoup de paramètres incertains voit croître son groupe d'IML à résoudre, ce qui rend la solution plus difficile à trouver.

Bref, le système (4.6) est robustement exponentiellement stable pour toutes incertitudes bornées variant dans le temps ( $\forall \boldsymbol{\eta} \in [\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_1] \times \dots \times [\underline{\eta}_m, \overline{\eta}_m]$ ) s'il existe une matrice  $\mathbf{P}$  telle que les IML ci-dessous soient respectées.

$$\begin{aligned}
& \mathbf{P} > 0 \\
& \overline{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \overline{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) < 0 \quad \forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \overline{\eta}_m\}
\end{aligned}$$

#### 4.2.2.5 Région IML

Une région IML [35] est un ensemble convexe du plan complexe, ce qui permet de formuler des objectifs sur le placement des pôles du système dynamique en terme d'inégalités matricielles linéaires. Ces régions sont définies comme suit :

Soit un ensemble convexe  $D$  du plan complexe caractérisé par

$$D = \{z \in \mathbf{C} : f_D(z) < 0\} \quad (4.7)$$

tel que

$$f_D(z) := \mathbf{G} + \mathbf{H}z + \mathbf{H}^T \bar{z} \quad (4.8)$$

où  $\mathbf{H}$  et  $\mathbf{G}=\mathbf{G}^T$  sont des matrices réelles fixes.  $f_D$  est donc définie négative et elle est appelée fonction caractéristique de la région  $D$ . Aussi,  $z$  est un nombre complexe sous forme algébrique, soit  $z = \sigma + j\omega$  et  $\bar{z}$  est son conjugué, soit  $\bar{z} = \sigma - j\omega$  (où  $j$  indique la partie imaginaire du nombre complexe). La classe des régions IML est assez générale puisque ses limites sont les régions convexes et symétriques par rapport à l'axe des réels. En pratique, l'on retrouve des régions ayant la forme de disques, de cônes, de secteurs et de droites pour ne nommer que ceux-là.

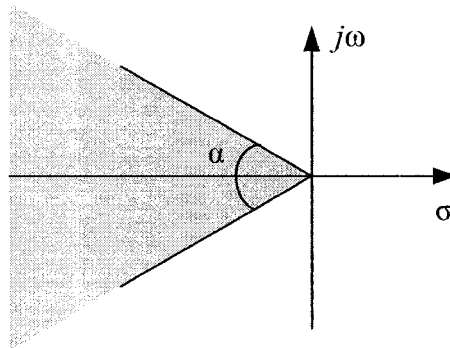


Figure 12 Région IML conique centrée à l'origine avec un angle interne  $\alpha$

La région IML ci-dessus est intéressante car le ratio d'amortissement est d'au moins  $\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ . Alors, sa fonction caractéristique est décrite par

$$f_D(z) = \begin{pmatrix} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)(z + \bar{z}) & -\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)(z - \bar{z}) \\ \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)(z - \bar{z}) & \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)(z + \bar{z}) \end{pmatrix} < 0$$

ou

$$f_D(z) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) & -\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \\ \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) & \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \end{bmatrix} z + \begin{bmatrix} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) & \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \\ -\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) & \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \end{bmatrix} \bar{z} < 0$$

Par ailleurs, l'intersection entre diverses combinaisons des formes mentionnées est aussi valable. Spécifiquement, soit deux régions IML  $D_1$  et  $D_2$  avec leur fonction caractéristique respective  $f_{D_1}$  et  $f_{D_2}$ , l'intersection formée par ses régions  $D = D_1 \cap D_2$  est aussi une région IML où la fonction caractéristique est représentée de sorte que

$$f_{D_1 \cap D_2} = \text{Diag}(f_{D_1}, f_{D_2})$$

Par exemple, la région IML construite avec la combinaison de deux droites verticales est illustrée ici-bas.

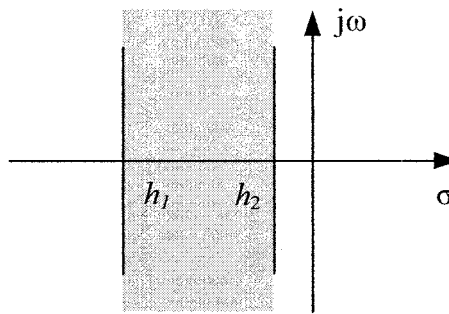


Figure 13 Région IML composé de deux droites verticales

La fonction caractéristique de la région IML ci haut est définie selon l'expression qui suit :

$$f_D(z) = \begin{pmatrix} f_{D_1}(z) & 0 \\ 0 & f_{D_2}(z) \end{pmatrix} < 0$$

$$f_D(z) = \begin{pmatrix} 2h_1 - (z + \bar{z}) & 0 \\ 0 & (z + \bar{z}) - 2h_2 \end{pmatrix} < 0$$

ou

$$f_D(z) = \begin{bmatrix} 2h_1 & 0 \\ 0 & -2h_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} z + \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \bar{z} < 0$$

### 4.2.3 Types de problèmes reliés aux IML

Maintenant que les principales notions reliées à la théorie des IML ont été abordées, voici deux catégories de problèmes qui peuvent être reformulés en termes d'IML [33].

En premier lieu, il y a les problèmes de faisabilité. Il s'agit donc de déterminer s'il existe ou non un vecteur de décisions  $\mathbf{x} \in \mathfrak{R}^n$  tel que l'IML suivant est vérifiée :

$$\mathbf{M}(\mathbf{x}) = \mathbf{M}_0 + \sum_{i=1}^m x_i \mathbf{M}_i > 0$$

Une inégalité matricielle linéaire est faisable s'il existe un tel vecteur  $\mathbf{x}$ . Autrement, l'IML est dite infaisable.

Dans un deuxième temps, il y a la classe des problèmes d'optimisation convexe. En effet, une IML décrite par l'expression  $\mathbf{M}(\mathbf{x}) = \mathbf{M}_0 + \sum_{i=1}^m x_i \mathbf{M}_i > 0$  est définie comme une contrainte convexe sur la variable  $\mathbf{x}$ . Alors, l'optimisation d'un problème par la minimisation ou la maximisation d'une fonction objective  $f(\mathbf{x}) = \mathbf{c}^T \mathbf{x}$  est appelé un problème d'optimisation avec contrainte IML.

La formulation d'un problème sous forme d'IML représentant l'une ou l'autre des deux catégories dépend des besoins recherchés. Dans le premier cas, la solution obtenue, s'il en existe une, n'est pas nécessairement la seule solution possible. Par ailleurs, il peut s'agir d'un point de départ pour ensuite ajouter des contraintes afin d'arriver à de meilleures performances du système. À l'inverse, si les IML ne peuvent être résolues, il faudra envisager d'alléger les contraintes imposées. Dans le cas des optimisations, les valeurs obtenues reflèteront la meilleure combinaison possible selon le critère choisi. Peu importe la formulation employée, les outils numériques sont en mesure de résoudre efficacement ce genre de problèmes [32].

### 4.3 Conception de commande à l'aide des IML

Les prochaines sections montrent comment les IML peuvent être appliquées dans le domaine de la commande. Par conséquent, plusieurs théorèmes de la commande classique peuvent être transformés pour respecter les caractéristiques du formalisme IML. Néanmoins, seules les méthodes utilisées dans ce mémoire seront présentées.

#### 4.3.1 Placement de pôles

Une des forces des régions IML est la possibilité de les lier à la théorie de Lyapunov. En effet, soit  $D$  une sous région du demi plan gauche du plan complexe. La dynamique du système  $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x}$  est dite  $D$ -stable si toutes les valeurs propres de la matrice  $\mathbf{A}$  sont comprises dans la région IML  $D$ . Selon la théorie de Lyapunov, la matrice  $\mathbf{A}$  est stable si et seulement si

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &> 0 \\ \mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} &< 0 \end{aligned}$$

Ainsi, Chilali et Gahinet [35] ont formulé le théorème suivant afin de contraindre les pôles de ce type de système dynamique dans une région IML.



**Théorème 1 :** Une matrice  $\mathbf{A}$  est  $D$ -stable si et seulement si une matrice symétrique  $\mathbf{P}$  existe tel que

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &> 0 \\ \mathbf{M}_D(\mathbf{A}, \mathbf{P}) &< 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

où

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_D(\mathbf{A}, \mathbf{P}) &:= \mathbf{G} \otimes \mathbf{P} + \mathbf{H} \otimes (\mathbf{A}\mathbf{P}) + \mathbf{H}^T \otimes (\mathbf{A}\mathbf{P})^T \\ \mathbf{M}_D(\mathbf{A}, \mathbf{P}) &= [\mathbf{G}_{kl}\mathbf{P} + \mathbf{H}_{kl}\mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{H}_{lk}\mathbf{A}^T\mathbf{P}]_{1 \leq k, l \leq m} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Ici, l'opérateur  $\otimes$  représente le produit de Kronecker [36].  $\mathbf{M}_D(\mathbf{A}, \mathbf{P})$  est une matrice carrée de dimension  $m$ . D'autre part, il est intéressant de noter que les expressions  $\mathbf{M}_D(\mathbf{A}, \mathbf{P})$  (4.10) et  $f_D(z)$  (4.8) sont reliées par la correspondance suivante :

$$(\mathbf{P}, \mathbf{P}\mathbf{A}, \mathbf{A}^T\mathbf{P}) \leftrightarrow (1, z, \bar{z})$$

Dès lors, l'exemple de la région IML illustré par la Figure 13 peut être exprimé sous la forme (4.9), le résultat étant le système d'IML ci-contre :

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &> 0 \\ \mathbf{M}_D(\mathbf{A}, \mathbf{P}) &= \begin{pmatrix} 2h_1\mathbf{P} - (\mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T\mathbf{P}) & 0 \\ 0 & (\mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T\mathbf{P}) - 2h_2\mathbf{P} \end{pmatrix} < 0 \end{aligned}$$

De même, pour un système linéaire variant dans le temps  $\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{x}$ , les IML à résoudre deviennent

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &> 0 \\ \mathbf{M}_D(\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}), \mathbf{P}) &= \begin{pmatrix} 2h_1\mathbf{P} - (\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) + \bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T\mathbf{P}) & 0 \\ 0 & (\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) + \bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T\mathbf{P}) - 2h_2\mathbf{P} \end{pmatrix} < 0 \\ \forall \boldsymbol{\eta} &\in \{\underline{\eta}_1, \bar{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \bar{\eta}_m\} \end{aligned}$$

en respectant les conditions mentionnées à la section 4.2.2.4. Un tel système sera donc robustement exponentiellement stable tout en ayant ses pôles à l'intérieur de la région désirée si une solution existe aux IML formulées.

### 4.3.2 Retour d'état

Le retour d'état est une méthode largement utilisée en commande. Le but étant d'obtenir un contrôleur linéaire invariant dans le temps pour stabiliser le système en boucle fermée. Alors, en considérant le système dynamique  $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x}$  avec un retour d'état, l'équation devient

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}, \quad \mathbf{u} = \mathbf{K}\mathbf{x} \quad (4.11)$$

L'objectif est donc de déterminer les valeurs de la matrice  $\mathbf{K}$  tel que le système (4.11) soit stable. Pour ce faire, la théorie de Lyapunov est employée de nouveau. Il s'ensuit que le système (4.11) est stable pour un retour d'état  $\mathbf{K}$  s'il existe des matrices  $\mathbf{P}$  et  $\mathbf{K}$  qui respectent les relations

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &> 0 \\ (\mathbf{A} + \mathbf{BK})^T \mathbf{P} + \mathbf{P}(\mathbf{A} + \mathbf{BK}) &< 0 \end{aligned} \quad (4.12)$$

Il est important de noter que la dernière inégalité n'est pas convexe pour les variables de décisions  $\mathbf{P}$  et  $\mathbf{K}$ . De fait, l'expression (4.12) implique des produits entre plusieurs variables de décisions. Le problème de faisabilité devient alors non linéaire. Ce genre d'équation ne peut pas être résolu par les IML. Toutefois, en appliquant le changement de variable

$$\begin{aligned} \mathbf{Q} &= \mathbf{P}^{-1} \\ \mathbf{W} &= \mathbf{K}\mathbf{Q} \end{aligned} \quad (4.13)$$

l'expression (4.12) devient

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}^{-1} &> 0 \\ (\mathbf{A} + \mathbf{BWQ}^{-1})^T \mathbf{Q}^{-1} + \mathbf{Q}^{-1}(\mathbf{A} + \mathbf{BWQ}^{-1}) &< 0 \end{aligned}$$

En pré multipliant et post multipliant la seconde inégalité par  $\mathbf{Q}$ , le système d'IML obtenu est

$$\begin{aligned} \mathbf{Q} &> 0 \\ \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{W}^T\mathbf{B}^T + \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{B}\mathbf{W} &< 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

où les variables de décisions sont  $\mathbf{Q}$  et  $\mathbf{W}$ . À partir de ces variables, la solution pour  $\mathbf{P}$  et  $\mathbf{K}$  est récupérable depuis la transformation (4.13). En effet, les équivalences suivantes permettent d'accéder aux données désirées :

$$\begin{aligned}\mathbf{P} &= \mathbf{Q}^{-1} \\ \mathbf{K} &= \mathbf{W}\mathbf{P}\end{aligned}\tag{4.15}$$

En somme, si le système d'inégalités matricielles linéaires (4.14) a une solution, alors la dynamique (4.11) est stable où  $\mathbf{K}$  est la matrice de gains du retour d'état défini par (4.15). Pour les systèmes avec des incertitudes bornées, l'IML (4.14) devra être vérifiée pour chaque extrémité de l'hypercube formé par l'ensemble des paramètres incertains.

### 4.3.3 Gain $H_2$

Le gain  $H_2$  est un critère de performance qui permet de minimiser l'énergie à la sortie du système. En particulier, cette approche réduit les effets du bruit présent sur les signaux de mesures des capteurs. Donc, soit le système dynamique

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{w} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{w}\end{aligned}\tag{4.16}$$

où  $\mathbf{D} = 0$ ,  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$  représente les états du système,  $\mathbf{w} \in \mathbb{R}^m$  sont les entrées et  $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^p$  les sorties. En supposant que la dynamique (4.16) est asymptotiquement stable, c'est-à-dire que toutes les valeurs propres de  $\mathbf{A}$  sont dans le demi plan gauche du plan complexe, et que ce système est défini par la fonction de transfert

$$T(s) = \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B}\tag{4.17}$$

alors la norme  $H_2$  de  $T$  est défini comme suit [37] :

$$\|T\|_{H_2}^2 := \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \text{Tr} \left( [T(j\omega)]^* T(j\omega) \right) d\omega$$

Par ailleurs, la proposition suivante caractérise la norme  $H_2$  en terme d'IML [37]:

**Proposition 3 :** Soit un système asymptotiquement stable (4.16) représenté aussi par la fonction de transfert (4.17), alors les affirmations ci-dessous sont équivalentes.

- a.  $\|T\|_{H_2} < \mathcal{G}$ ;
- b. Il existe une matrice symétrique définie positive  $\mathbf{P}$  ( $\mathbf{P} = \mathbf{P}^T > 0$ ) et une matrice  $\mathbf{Z}$  tel que

$$\begin{pmatrix} \mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} & \mathbf{P} \mathbf{B} \\ \mathbf{B}^T \mathbf{P} & -\mathbf{I} \end{pmatrix} < 0, \begin{pmatrix} \mathbf{P} & \mathbf{C}^T \\ \mathbf{C} & \mathbf{Z} \end{pmatrix} > 0, \text{trace}(\mathbf{Z}) < \mathcal{G}^2 \quad (4.18)$$

La deuxième affirmation est donc un système d'IML où  $\mathbf{P}$  et  $\mathbf{Z}$  sont les variables de décisions. Pour minimiser la norme  $H_2$ , il est possible de minimiser la trace de la matrice  $\mathbf{Z}$ .

#### 4.3.4 Approche multi objectifs

Il a été montré que plusieurs méthodes d'analyse et de conception de systèmes de commande peuvent être exprimées avec le formalisme des IML. Tous ces critères de performance ont été présentés individuellement et c'est pourquoi l'application d'une approche multi objectifs est intéressante [37]. En effet, elle permettra de réaliser une seule commande qui rencontre plusieurs spécifications.

Le but premier de cette méthode est de trouver un seul contrôleur linéaire invariant dans le temps qui stabilise un système donné en boucle fermée tout en respectant certaines contraintes de performance. Chaque critère appliqué à un système donné est satisfait s'il existe une matrice de Lyapunov  $\mathbf{P}_i > 0$  qui vérifie une IML donnée où une variable de décision est  $\mathbf{P}_i$ . Soit  $N$  spécifications à rencontrer, en regroupant toute les IML de ces spécifications, un système d'IML est établi où les variables de décisions sont les suivantes :

- a. La matrice du contrôleur  $\mathbf{K}$ ;
- b. Les matrices de Lyapunov pour chaque spécification :  $\mathbf{P}_1, \dots, \mathbf{P}_N$ ;
- c. Les variables additionnelles tel que  $\mathbf{Z}$  pour le gain  $H_2$ .

Afin de retrouver la convexité d'un tel système d'IML, il faut que toutes les spécifications soient forcées de respecter une seule matrice de Lyapunov pour un système en boucle fermée. Cela revient à imposer la contrainte suivante :

$$\mathbf{P}_1 = \dots = \mathbf{P}_N = \mathbf{P}$$

Cette restriction est rigoureuse et permet d'avoir une conception conservatrice de la commande du système en question. De cette façon, la matrice  $\mathbf{P}$  qui sera déterminée par l'algorithme d'optimisation des IML permettra d'assurer que toutes les spécifications seront rencontrées.

#### 4.4 Conception de la commande de l'actionneur articulaire de McKibben

La présente section montre la conception de la commande réalisée pour l'actionneur articulaire de McKibben. Tout d'abord, la région IML utilisée pour le placement des pôles du système sera définie. Ensuite, l'application de l'approche multi objectifs est développée pour obtenir un contrôleur par retour d'état qui satisfait le placement de pôles tout en minimisant le gain  $H_2$ . Enfin, les subtilités qui différencient l'utilisation d'une servovalve de celle avec deux valves de pression sont présentées.

Les systèmes en boucle fermée de l'actionneur articulaire de McKibben qui doivent être résolus (3.4), (3.10), (3.16) ont tous la même forme, soit

$$\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{x} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{K})\mathbf{x} \quad (4.19)$$

où  $\boldsymbol{\eta}$  est l'ensemble des paramètres variant dans le temps.

##### 4.4.1 Placement de pôles

La région IML qui a été choisie pour restreindre l'emplacement des pôles est illustrée par la Figure 14. Cette région permet d'obtenir une stabilité exponentielle avec amortissement. De fait, le ratio d'amortissement minimal est décrit par  $\cos(\alpha/2)$ . De

plus, il est possible d'ajuster les fréquences d'opérations. Autrement dit, la région permet d'éliminer les hautes fréquences dans le cas où l'équipement utiliser ne peut pas répondre aussi rapidement que le modèle retenu. De même, les basses fréquences peuvent être filtrer afin d'assurer un temps de réponses raisonnables.

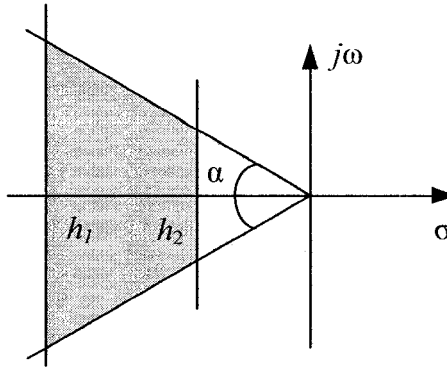


Figure 14 Région IML de l'actionneur articulaire de McKibben

Les inégalités à résoudre ici-bas font en sorte que la dynamique de l'actionneur articulaire soit stable avec ses pôles contraints dans la région ci haut.

$$\mathbf{P} > 0,$$

$$2h_1\mathbf{P} - (\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) + \bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P}) < 0,$$

$$(\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) + \bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P}) - 2h_2\mathbf{P} < 0,$$

$$\begin{pmatrix} \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) + \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P} & -\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) + \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P} \\ \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P} & \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\mathbf{P}\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) + \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P} \end{pmatrix} < 0$$

$$\forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \overline{\eta}_m\}$$

où

$$\bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta}) = \mathbf{A} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{K}$$

Les inégalités ci-dessus découlent du théorème 1 décrit à la section 4.3.1 et de la fonction caractéristique (4.8) des deux régions présentées à la section 4.2.2.5. Il s'ensuit

que le changement de variable (4.13) doit être appliqué afin de retrouver la convexité et ainsi obtenir le système d'IML suivant :

$$\begin{aligned}
& \mathbf{Q} > 0, \\
& 2h_1\mathbf{Q} - \mathbf{A}\mathbf{Q} - \mathbf{Q}\mathbf{A}^T - \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0, \\
& -2h_2\mathbf{Q} + \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0, \\
& \begin{pmatrix} s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & c\mathbf{A}\mathbf{Q} - c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \\ -c\mathbf{A}\mathbf{Q} + c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T - c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \end{pmatrix} < 0 \\
& \forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \overline{\eta}_m\}
\end{aligned} \tag{4.20}$$

où

$$s = \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad c = \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad \mathbf{Q} = \mathbf{P}^{-1}, \quad \mathbf{P} = \mathbf{Q}^{-1} \\ \mathbf{W} = \mathbf{K}\mathbf{Q}, \quad \mathbf{K} = \mathbf{W}\mathbf{P}$$

Les IML (4.20) doivent être vérifiées pour obtenir un contrôleur à retour d'état  $\mathbf{K}$ . Ainsi, le système (4.19) sera stable et ses pôles seront confinés dans la région illustrée à la Figure 14 de façon robuste.

#### 4.4.2 Gain $H_2$

La norme  $H_2$  est employée dans le but de réduire l'effet du bruit présent dans le signal du capteur de position de l'actionneur articulaire de McKibben. La dynamique (4.19) doit être réécrite sous la forme

$$\begin{aligned}
\dot{\mathbf{x}} &= \bar{\mathbf{A}}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{x} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{w} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{K})\mathbf{x} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{w} \\
\mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x}
\end{aligned}$$

où  $\mathbf{x}$  sont les variables d'état du système,  $\mathbf{w}$  et  $\mathbf{y}$  représentent respectivement les entrées et les sorties du système selon lesquelles la norme  $H_2$  sera définie. Les relations (4.18) deviennent

$$\begin{aligned}
& \begin{pmatrix} \mathbf{P} & \mathbf{C}^T \\ \mathbf{C} & \mathbf{Z} \end{pmatrix} > 0, \\
& \begin{pmatrix} [\mathbf{A} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{K}]^T \mathbf{P} + \mathbf{P}[\mathbf{A} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{K}] & \mathbf{P}\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta}) \\ \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{P} & -\mathbf{I} \end{pmatrix} < 0 \\
& \forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \overline{\eta}_m\}
\end{aligned}$$

Puisque la matrice du contrôleur  $\mathbf{K}$  est inclus dans la dynamique, le changement de variable (4.13) est utilisé de nouveau. La deuxième inégalité se transforme comme suit :

$$\begin{pmatrix} \mathbf{Q} & 0 \\ 0 & \mathbf{I} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} [\mathbf{A} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W}\mathbf{Q}^{-1}]^T \mathbf{Q}^{-1} + \mathbf{Q}^{-1}[\mathbf{A} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W}\mathbf{Q}^{-1}] & \mathbf{Q}^{-1}\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta}) \\ \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \mathbf{Q}^{-1} & -\mathbf{I} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{Q} & 0 \\ 0 & \mathbf{I} \end{pmatrix} < 0$$

La même méthode est appliquée à la première inégalité. Enfin, les IML du gain  $H_2$  qui font en sorte que le système (4.19) soit stable sont donc

$$\begin{aligned}
& \begin{pmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{Q}\mathbf{C}^T \\ \mathbf{C}\mathbf{Q} & \mathbf{Z} \end{pmatrix} > 0, \\
& \begin{pmatrix} \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta}) \\ \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & -\mathbf{I} \end{pmatrix} < 0 \\
& \forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \overline{\eta}_m\}
\end{aligned} \tag{4.21}$$

où

$$\begin{aligned}
\mathbf{Q} &= \mathbf{P}^{-1} & \mathbf{P} &= \mathbf{Q}^{-1} \\
\mathbf{W} &= \mathbf{K}\mathbf{Q} & \mathbf{K} &= \mathbf{W}\mathbf{P}
\end{aligned}$$

Ainsi, il est possible de minimiser la norme  $H_2$  du système en minimisant la trace de  $\mathbf{Z}$  sujet aux contraintes IML données par la relation (4.21).

#### 4.4.3 Approche multi objectifs

L'approche multi objectifs présentée à la section 4.3.4 rend possible la combinaison du placement de pôles et de la minimisation de la norme  $H_2$  sur le système (4.19). En effet,



un seul contrôleur  $\mathbf{K}$  linéaire et invariant dans le temps peut être obtenu en minimisant la trace de  $\mathbf{Z}$  tout en respectant le système d'IML suivant :

$$\begin{aligned}
 & \begin{pmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{Q}\mathbf{C}^T \\ \mathbf{C}\mathbf{Q} & \mathbf{Z} \end{pmatrix} > 0, \\
 & \begin{pmatrix} \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta}) \\ \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & -\mathbf{I} \end{pmatrix} < 0, \\
 & 2h_1\mathbf{Q} - \mathbf{A}\mathbf{Q} - \mathbf{Q}\mathbf{A}^T - \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0, \\
 & -2h_2\mathbf{Q} + \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0, \\
 & \begin{pmatrix} s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & c\mathbf{A}\mathbf{Q} - c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \\ -c\mathbf{A}\mathbf{Q} + c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T - c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \end{pmatrix} < 0 \\
 & \forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\eta}_1, \overline{\eta}_1\} \times \dots \times \{\underline{\eta}_m, \overline{\eta}_m\}
 \end{aligned} \tag{4.22}$$

où

$$\begin{aligned}
 \mathbf{Q} &= \mathbf{P}^{-1} & \mathbf{P} &= \mathbf{Q}^{-1} \\
 \mathbf{W} &= \mathbf{K}\mathbf{Q} & \mathbf{K} &= \mathbf{W}\mathbf{P}
 \end{aligned}$$

Ce qui est intéressant dans le cheminement présenté dans ce chapitre, c'est que la conception d'un contrôleur linéaire invariant dans le temps est envisageable pour commander robustement un système dynamique non linéaire représenté par un modèle linéaire comportant des paramètres variant dans le temps mais à l'intérieur d'intervalles bornées.

#### 4.4.4 Servovalve

Lorsque l'actionneur articulaire de McKibben est utilisé conjointement avec une servovalve, deux contrôleurs sont nécessaires comme il a été démontré au chapitre précédent. En fait, le premier contrôleur s'occupe de réguler la différence de pression entre les deux muscles artificiels pneumatiques. Puisqu'il s'agit d'une commande de type PI pour le système (3.4), le critère de performance du gain  $H_2$  n'a pas été retenu. En

effet, c'est généralement le terme dérivé qui cause des problèmes significatifs de sensibilité au bruit. Les IML (4.20) forment ainsi les contraintes de la boucle interne de pression du système à l'étude où

$$\boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\psi}_1, \overline{\psi}_1\} \times \{\underline{\psi}_2, \overline{\psi}_2\}$$

Cependant, la commande de la position est de type PID pour le système (3.10) et la contrainte du gain  $H_2$  affecte la portion dérivée de la commande pour diminuer l'effet du bruit présent sur le signal du capteur de position. Or, pour la minimisation  $H_2$  présentée à la section 4.4.2, l'erreur de suivi de la vitesse ( $x_3$ ) a été choisie pour définir  $y$  tandis que  $w$  est représenté par un terme qui s'additionne à l'effort de la commande ( $u$ ). Spécifiquement, le système d'IML (4.22) est employé pour contrôler la position de l'actionneur articulaire de McKibben tel que

$$\boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\varphi}_0, \overline{\varphi}_0\}$$

#### 4.4.5 Valves de pression

La deuxième méthode pour diriger l'air comprimé dans les muscles artificiels de l'actionneur articulaire de McKibben est l'utilisation de deux valves de pression. Le système est alors défini par l'équation (3.16). Ce dernier permet d'obtenir une commande de type PID pour contrôler la position de l'actionneur articulaire de McKibben. En particulier, les inégalités matricielles linéaires développées pour déterminer les gains du contrôleur sont définies par (4.22) avec

$$\boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\varphi}_1, \overline{\varphi}_1\} \times \{\underline{\varphi}_2, \overline{\varphi}_2\}$$

Comme dans le cas de la commande de position avec la servovalve, la minimisation  $H_2$  a été considérée avec  $w$  et  $y$  représentant respectivement un terme qui s'ajoute à l'effort de la commande ( $u$ ) et l'erreur de suivi de la vitesse ( $x_3$ ).

## 4.5 Conclusion

La théorie des IML a été présentée dans ce chapitre. Ainsi, la commande d'un système linéaire variant dans le temps peut être résolue robustement. Par surcroît, seules les extrémités d'un ensemble convexe doivent être solutionnées pour stabiliser le procédé sur toute sa plage d'incertitude. Il a été démontré que plusieurs approches connues peuvent être intégrées dans ce formalisme. Le placement de pôles, le retour d'état et le gain  $H_2$  ont été appliqués à la commande de l'actionneur articulaire de McKibben. Les résultats obtenus pour les deux types de valves sont montrés dans le prochain chapitre. De plus, leurs performances sont comparées.

## CHAPITRE 5

### EXPÉRIMENTATION

#### 5.1 Introduction

La méthodologie de conception présentée jusqu'à maintenant est validée dans les pages subséquentes à partir de données expérimentales. Pour ce faire, une description des équipements utilisés, des méthodes d'identification des paramètres et des calculs des gains du contrôleur sont exposées dans ce chapitre. Les spécifications des équipements sont disponibles en annexe.

#### 5.2 Montage expérimental

L'actionneur articulaire employé pour cette recherche est illustré par la Figure 15. Il est composé de membres en aluminium et de deux muscles pneumatiques de l'entreprise Shadow Robot Company Ltd.

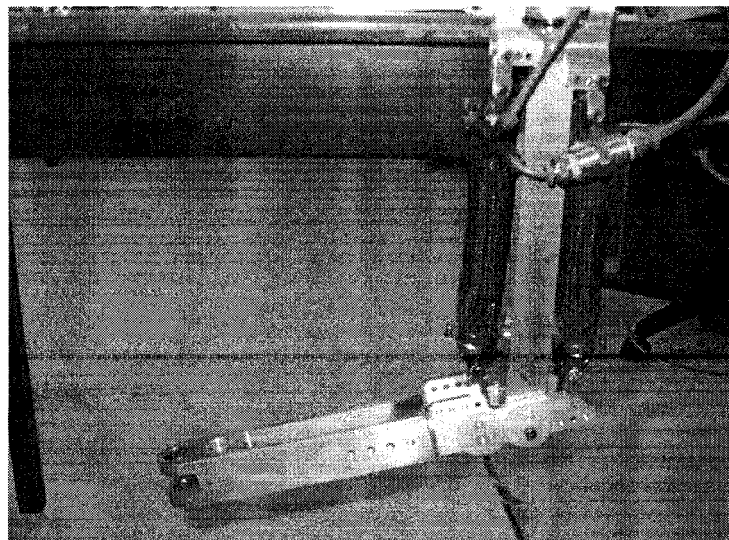


Figure 15 Montage expérimental de l'actionneur articulaire

Même si cet actionneur n'utilise pas le système de poulie illustré à la Figure 4, mais plutôt un système de leviers, les déplacements angulaires sont suffisamment petits pour que le modèle à poulie de l'équation (2.12) soit valide.

Cet actionneur est approvisionné en air comprimé par le réseau de l'École de technologie supérieure. Un réservoir est utilisé pour offrir un flux continu malgré les fluctuations de l'alimentation. De plus, un régulateur de marque FESTO (LFR-M2-G1/4-C10RG) assure une pression constante pour alimenter les valves. Une servovalve (MPYE-5-M5-010B) combiné à deux capteurs de pression (SDE-10), tous de l'entreprise FESTO Corporation, sont employés pour vérifier la stratégie de commande utilisant une servovalve. La Figure 5 illustre les équipements et leurs liens qui forme le banc d'essai.

D'autre part, deux valves de pression (VY1A00-M5) de SMC Corporation sont utilisées pour valider la stratégie de commande avec deux valves de pression. La Figure 6 expose les équipements et leurs liens qui composent le montage expérimental. La mise en œuvre des contrôleurs est assurée par un système temps réel composé d'une carte d'acquisition (PCI-6052E) de National Instruments et de deux ordinateurs AMD Athlon 3000+. Le premier est nommé ordinateur cible puisqu'il possède un système d'exploitation temps réel XPC. Le second ordinateur fonctionne sous la plateforme Windows. Le logiciel XPC-SIMULINK de l'entreprise Mathworks Corporation est installé sur les deux ordinateurs, ce qui permet d'implémenter en temps réel le diagramme en blocs conçu dans SIMULINK. Le code exécutable, la compilation et le transfert du code vers l'ordinateur cible sont réalisés par le logiciel. Pour la discrétisation des diagrammes blocs par le logiciel, l'algorithme ode45 (Dormand-Prince) a été utilisé avec une période d'échantillonnage de  $T = 0,001$  sec.

### 5.3 Identification des paramètres

Dans le Chapitre 1, il est mentionné que les muscles artificiels pneumatiques peuvent être construits selon les spécifications requises, soit la force, les dimensions, etc. D'après les expressions (2.11) et (2.12), plusieurs paramètres sont propres à chaque actionneur articulaire de McKibben. C'est pourquoi il faut déterminer la valeur des variables  $I$ ,  $b$ ,  $k$  et  $\varphi_f(t)$  le plus facilement et précisément possible pour obtenir une commande de la position efficace. Dans ce cas ci, l'inertie ( $I$ ) est obtenue à partir du logiciel de conception assisté par ordinateur (CAD) Solidworks qui a été utilisé pour concevoir l'actionneur illustré par la Figure 15. Cette inertie a une valeur de  $4,9 \times 10^{-3} \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$ .

Certaines mesurent sont disponibles à partir des données du manufacturier alors que d'autres doivent être mesurées directement sur le montage expérimental. Par exemple, les muscles artificiels du montage expérimental ont les dimensions suivantes : 0,125 m de longueur et un rayon de 0,007 m. Aussi, les points d'attaches des muscles SHADOW sont à une distance de 0,335 m du pivot. Dans les calculs expérimentaux, les muscles sont considérés identiques puisqu'ils ont les mêmes dimensions.

D'autres paramètres, tel que le coefficient de décharge  $C_s$  de la servovalve, sont tirés d'articles scientifiques [30] qui étudient les caractéristiques des équipements utilisés dans ce montage expérimental.

#### 5.3.1 Identification du paramètre incertain de la force $\varphi_f(t)$

Les bornes du paramètre incertain  $\varphi_f(t)$  de l'équation (2.11) représentant la force générée par un muscle artificiel de McKibben peuvent être calculées théoriquement. En effet, il est possible de déterminer  $\varphi_f(t)$  avec les caractéristiques du muscle au repos et la méthode de calcul par intervalle [38]. Ainsi, avec les données du muscle suivantes : un rayon de 0,007 m, une longueur de 0,125 m, un angle de tressage de 30 degrés et un

ratio de contraction variant de 0 à 0,3, alors  $\varphi_j(t)$  varie entre les valeurs  $0,6 \times 10^{-4}$  et  $7,7 \times 10^{-4}$ . Tandis que si l'angle de tressage initial est de 10 degrés,  $\varphi_j(t)$  est contenu dans l'intervalle  $[2,17; 9,75] \times 10^{-3}$ . La différence est notable ce qui veut dire que la mesure de l'angle entre les fibres de l'enveloppe du muscle est critique. Cet angle est de surcroît difficilement mesurable étant donné la nature très souple et ample de l'enveloppe textile des muscles SHADOW. C'est pourquoi une méthode pratique a été réalisée pour identifier les bornes du paramètre  $\varphi_j(t)$ . L'expérience décrite ci dessous permet de déduire les bornes inférieure et supérieure du paramètre  $\varphi_j(t)$  à partir des forces générées par le muscle soumis à deux pressions données, et ce, pour deux positions judicieusement choisies. En fait, selon la relation (2.10), le gain entre la force et la pression est maximale lorsque le muscle n'est pas contracté tandis qu'il est minimal lorsque le muscle est contracté au maximum.

Ainsi, la connaissance des forces déployées par le muscle ainsi que les pressions correspondantes aux deux positions extrêmes sont suffisantes pour déterminer les bornes du paramètre  $\varphi_j(t)$  de la relation (2.11). Ces données sont facilement mesurables avec le montage expérimental utilisé. Une masse étalon est cependant requise pour déduire la force. La Figure 16 montre le diagramme du système utilisé pour l'identification. Dans un premier temps, la limite supérieure du terme  $\varphi_j(t)$  est déduite lorsque le muscle a une contraction nulle, ce qui correspond au gain maximum entre la force et la pression. En second lieu, la limite inférieure de  $\varphi_j(t)$  est déterminé quand le muscle est contracté au maximum, soit lorsque le gain entre la force et la pression est minimal. Lors de ces expérimentations, un seul muscle est utilisé dans l'actionneur.

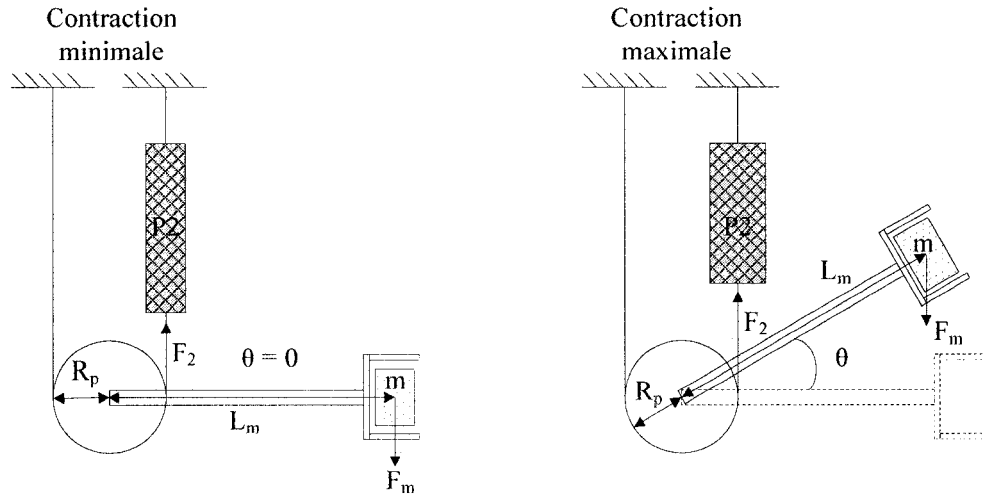


Figure 16 Identification du paramètre incertain  $\varphi_i(t)$

Selon la Figure 16, la relation d'équilibre des moments de force est donnée par

$$F_2 R_p - mg L_m \cos(\theta) = 0 \quad (5.1)$$

où  $mg$  est la force de gravité générée par la masse étalon  $m$ . Les relations (2.11) et (5.1) permettent donc de déduire la formule suivante pour calculer le paramètre  $\varphi_2$  dans les deux cas limites illustrés par la Figure 16:

$$\varphi_2 = \frac{mg L_m \cos(\theta)}{R_p P_2} \quad (5.2)$$

Lors des expériences, une masse étalon de 2,5 kg a été utilisée. La longueur de l'avant-bras est de  $21,7 \times 10^{-2}$  m et le point d'attache est à  $3,35 \times 10^{-2}$  m du pivot. Les manipulations ont permis d'identifier que la borne supérieure de  $\varphi_2$  est égale à  $7,450 \times 10^{-4}$  pour une position de 0,05 radian et une pression relative de 0,213 MPa. Pour sa part, la borne inférieure est égale à  $2,24 \times 10^{-4}$  pour une position de 0,58 radian et une pression relative de 0,593 MPa. Ces valeurs limites ont été employées pour les deux muscles puisqu'ils sont de mêmes dimensions.



### 5.3.2 Identification de l'amortissement et de la rigidité

Les muscles artificiels pneumatiques ont un amortissement naturel et une rigidité qui peuvent légèrement varier en fonction de la pression. La formule (2.12) exprime le modèle mécanique de l'actionneur paramétré par la rigidité et l'amortissement des muscles ainsi que par l'inertie total du système. Afin de limiter les incertitudes, les expériences effectuées pour identifier l'amortissement et la rigidité sont faites pour un point d'opération donné; c'est-à-dire à une pression nominale de 0,3 MPa qui représente le milieu de l'intervalle entre la pression atmosphérique et la pression d'alimentation de 0,5 MPa. Ainsi, une seule manipulation est nécessaire pour déterminer les paramètres  $b$  et  $k$  du système.

Cette expérimentation consiste à injecter la pression nominale de 0,3 MPa dans les deux muscles de McKibben de l'actionneur articulaire et d'y appliquer une condition initiale sur la position qui soit différente de zéro. Suite à l'application de cette condition initiale, l'actionneur reprendra sa position d'équilibre de façon naturelle. Les positions angulaires recueillies lors de ce déplacement transitoire formeront une courbe sous amortie. Par hypothèse, cette évolution de la position est une solution de l'équation différentielle ordinaire donnée par l'équation (2.12), pour une entrée nulle. De ce fait, il est possible de retrouver les termes d'amortissement et de rigidité de l'actionneur articulaire par identification. La Figure 17 illustre ce principe.

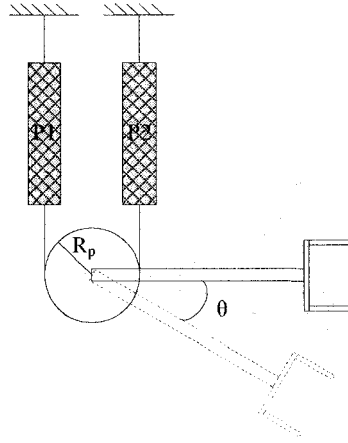


Figure 17 Identification des paramètres d'amortissement et de rigidité

En termes mathématiques, étant donné qu'aucun couple n'est appliqué à l'actionneur, la relation (2.12) devient

$$I\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + k\theta = 0 \quad (5.3)$$

Cette relation fait intervenir un terme d'accélération qui est généralement trop bruité pour être utilisé dans un algorithme d'identification [39]. Pour palier à ce problème, un filtre peut être utilisé [39]. Dans ce travail, un filtre passe bas de premier ordre, dont la fonction de transfert dans le domaine de Laplace est donnée par la relation suivante, a été utilisé :

$$H(s) = \frac{w_c}{s + w_c} \quad (5.4)$$

Ainsi, en appliquant ce filtre de part et d'autre de la relation (5.3), on obtient

$$I\ddot{\theta}_f + b\dot{\theta}_f + k\theta_f = 0 \quad (5.5)$$

En supposant que la position  $\theta$  et la vitesse  $\dot{\theta}$  sont connues, il est possible d'obtenir les valeurs filtrées  $\ddot{\theta}_f$ ,  $\dot{\theta}_f$  et  $\theta_f$  en tenant compte des conditions initiales  $\theta_0$  et  $\dot{\theta}_0$ . Dans ce cas ci, un potentiomètre permet de recueillir les données sur la position et en dérivant ce signal, la vitesse de l'actionneur est déterminée. Or, les positions et vitesses filtrées sont

obtenues en appliquant directement le filtre (5.4). En ce qui concerne l'accélération filtrée, celle-ci est décrite comme suit [40] :

$$\ddot{\theta}_f(t) = \int_0^t \ddot{\theta}(\tau) h(t-\tau) d\tau + h(t) \ddot{\theta}_f(0) \quad (5.6)$$

où  $h(t) = w_c e^{-w_c t}$  représente la réponse impulsionnelle du filtre (5.4) dans le domaine temporel. En émettant l'hypothèse que les conditions initiales sont nulles sur les variables filtrées, l'équation (5.6) est alors

$$\ddot{\theta}_f(t) = \int_0^t \ddot{\theta}(\tau) h(t-\tau) d\tau \quad (5.7)$$

En intégrant par partie la relation (5.7), on obtient

$$\ddot{\theta}_f(t) = h(0) \dot{\theta}(t) - h(t) \dot{\theta}(0) + \int_0^t \dot{\theta}(\tau) \dot{h}(t-\tau) d\tau \quad (5.8)$$

où

$$\dot{h}(t) = -w_c^2 e^{-w_c t}$$

La convolution décrite par le dernier terme de la relation (5.8) ne peut être calculée facilement à l'intérieur du logiciel SIMULINK qui est utilisé dans ce travail. Pour palier à ce problème, on propose d'utiliser le filtre suivant :

$$\bar{H}(s) = \frac{s w_c}{s + w_c} = w_c - \frac{w_c^2}{s + w_c}$$

qui est caractérisé par la réponse impulsionnelle suivante

$$\bar{h}(t) = w_c \delta(t) - w_c^2 e^{-w_c t} = h(0) \delta(t) + \dot{h}(t) \quad (5.9)$$

où  $\delta(t)$  est la fonction de Dirac, soit l'impulsion. L'application de ce filtre sur le signal  $\dot{\theta}(t) - \dot{\theta}(0)$  donne :

$$x_f(t) = \int_0^t (\dot{\theta}(\tau) - \dot{\theta}(0)) \bar{h}(t-\tau) d\tau \quad (5.10)$$

où la condition initiale de la variable filtrée a été considérée nulle. En remplaçant (5.9) dans (5.10), on obtient

$$x_f(t) = \int_0^t (\dot{\theta}(\tau) - \dot{\theta}(0)) h(0) \delta(t-\tau) d\tau + \int_0^t \dot{\theta}(\tau) \dot{h}(t-\tau) d\tau - \int_0^t \dot{\theta}(0) \dot{h}(t-\tau) d\tau \quad (5.11)$$

En calculant les intégrales du premier et du troisième membre, on obtient

$$x_f(t) = \dot{\theta}(t)h(0) - \dot{\theta}(0)h(0) + \int_0^t \dot{\theta}(\tau)\dot{h}(t-\tau)d\tau + \dot{\theta}(0)h(0) - \dot{\theta}(0)h(t) \quad (5.12)$$

En comparant les relations (5.12) et (5.8), il en résulte que  $\ddot{\theta}_f(t) = x_f(t)$ . Les relations (5.8) et (5.10) sont donc équivalentes. Cependant, la forme décrite par la relation (5.10) peut facilement être simulée dans le logiciel SIMULINK. Ainsi, l'ensemble du processus de filtrage est illustré par le schéma bloc de la Figure 18.

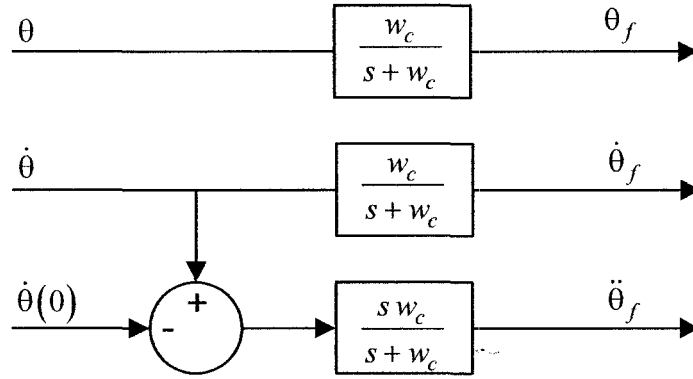


Figure 18 Schéma bloc des filtres pour l'identification des paramètres  $b$  et  $k$

De fait, la méthode des moindres carrée [39] est utilisée pour identifier les paramètres qui représente le mieux l'action du système. En isolant le terme d'accélération filtrée et en regroupant les paramètres à identifier dans un vecteur, la formule (5.5) devient:

$$\ddot{\theta}_f = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}_f & -\theta_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{b}{I} \\ \frac{k}{I} \end{bmatrix} = \mathbf{XJ} \quad (5.13)$$

Cette relation est utilisée pour un ensemble de  $N$  signaux de positions et de vitesses échantillonnées sur le banc d'essai. Ces signaux sont d'abord filtrés selon le schéma de la Figure 18 pour former un vecteur  $\ddot{\theta}_f$  et une matrice  $\mathbf{X}$ . Ensuite, l'amortissement et la rigidité sont déterminés en solutionnant la relation (5.13) sachant que l'inertie  $I$  est connue [39] :

$$\mathbf{J} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \ddot{\boldsymbol{\theta}}_f \quad (5.14)$$

En appliquant cette méthode avec la fréquence de coupure du filtre à  $w_c = 10$ , l'actionneur articulaire utilisé pour ce projet a un coefficient d'amortissement  $b$  de 0,1464 N·m·s / rad et un coefficient de rigidité  $k$  de 20,7485 N·m / rad. La fréquence de coupure  $w_c$  a été déterminée par essais et erreurs. Le but étant d'éliminer le bruit dans les signaux originaux, la conservation des basses fréquences est appropriée. Les courbes de données recueillies et celles filtrées sont présentées dans les figures 19, 20 et 21. La Figure 21 montre clairement la nécessité du filtre pour réduire le bruit.

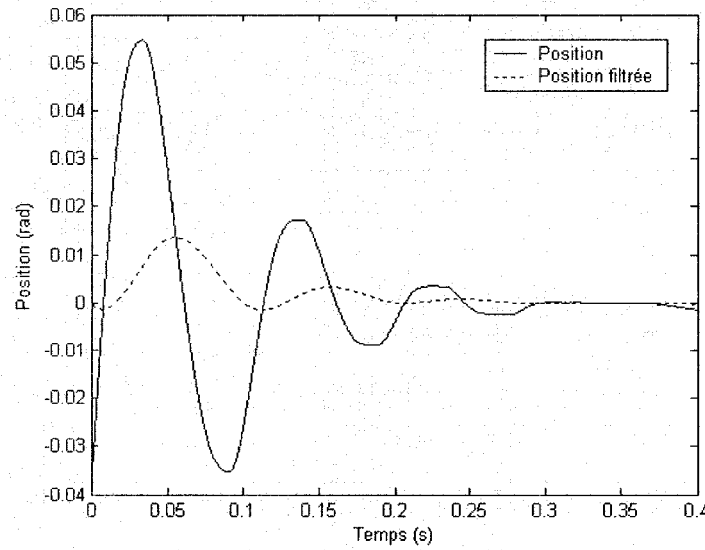


Figure 19 Position mesurée et filtrée de l'identification des paramètres  $b$  et  $k$

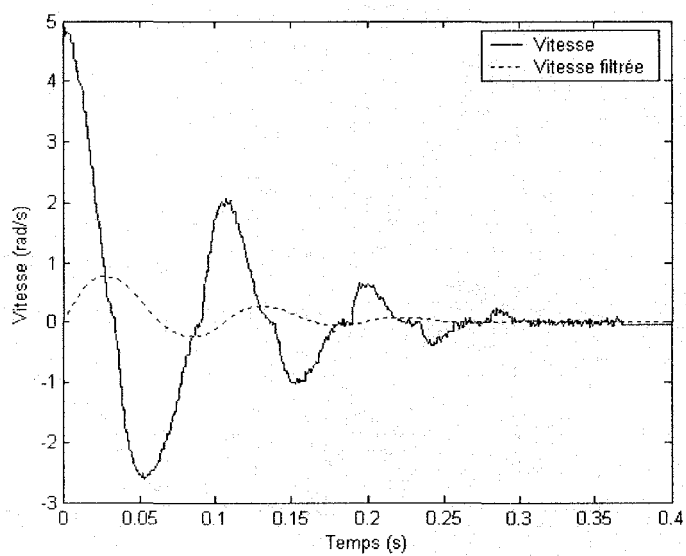


Figure 20 Vitesse calculée et filtrée de l'identification des paramètres  $b$  et  $k$

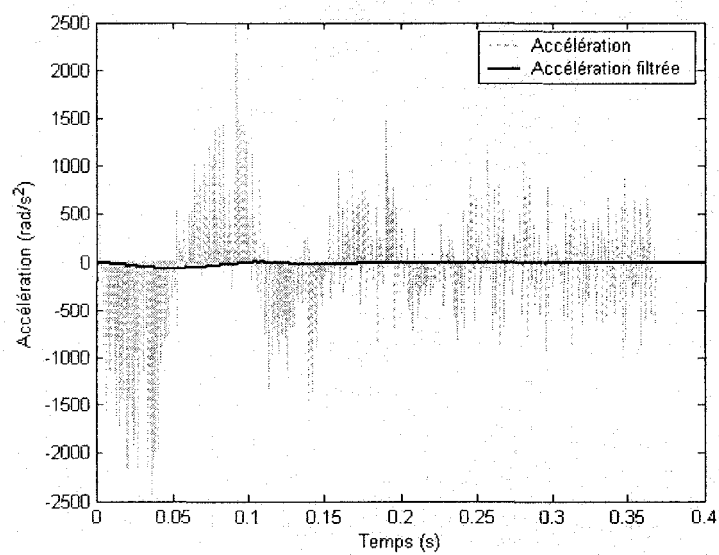


Figure 21 Accélération calculée et filtrée de l'identification des paramètres  $b$  et  $k$

## 5.4 Calcul des gains des contrôleurs

Les paramètres des muscles artificiels étant identifiés, l'application des IML est la prochaine étape pour déterminer les gains des contrôleurs développés au Chapitre 3. Les formulations et les solutions expérimentales des deux stratégies de commande sont expliquées dans les sections qui suivent.

### 5.4.1 Servovalve

L'utilisation d'une servovalve requiert le calcul du flux de pression décrit par la relation (3.1). Cette dernière contient le paramètre incertain  $\psi_j(t)$ . Celui-ci a été calculé théoriquement selon la méthode par intervalle [38]. Le volume d'un muscle est défini selon l'équation (2.8). Cependant, cette formule comprend un terme inconnu qui est la longueur du muscle qui varie en fonction du temps. Cette donnée est limitée par le ratio de contraction du dit muscle tel que

$$\left( \frac{l_j(t)}{l_0} \right) = (1 - \varepsilon_j(t)) \quad (5.15)$$

où  $\varepsilon_j(t)$  est le ratio de contraction dont les bornes sont connues. Le volume des muscles est calculé selon l'intervalle décrit par

$$V_j(t) = \frac{\pi r_0^2 l_0}{\sin^2(\beta_0)} (1 - \varepsilon_j(t)) \left( 1 - \cos^2(\beta_0) (1 - \varepsilon_j(t))^2 \right) \quad (5.16)$$

D'ailleurs,  $V_j(t)$  est égale à  $[1,3470 \times 10^{-5}; 2,9056 \times 10^{-5}] \text{ m}^3$  pour un rayon de 0,007 m, une longueur de 0,125 m, un angle de tressage de 45 degrés et un ratio de contraction variant de 0 à 0,3.

À partir de cette donnée et des paramètres de la servovalve, l'intervalle de  $\psi_j(t)$ , paramètre présent dans la relation (3.1), peut être déterminé. En effet, en suivant les valeurs des variables pneumatiques du Tableau I, la méthode de calcul par intervalle

permet de trouver que la borne inférieure est de  $0,0140 \times 10^{10} \text{ Pa/m}^3$  et que la borne supérieure est égale à  $2,9459 \times 10^{10} \text{ Pa/m}^3$ . Le modèle du flux de pression représenté par la relation (3.1) possède maintenant des valeurs concrètes qui seront traitées par les IML. Selon la relation (3.4), la boucle fermée de la pression est défini par

$$\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(t)\mathbf{x} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x}$$

où

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}(t) = \begin{bmatrix} \psi_1(t) + \psi_2(t) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_p & k_i \end{bmatrix}$$

L'approche des inégalités matricielles linéaires, décrite à la section 4.3.1, permet la définition de contraintes d'emplacement des valeurs propres du système sous forme de régions IML. La région IML retenue pour la commande de la pression est celle illustré par la Figure 14 avec les valeurs ci-dessous.

$$h_1 = -450 \quad h_2 = -0,25 \quad \alpha = 45$$

Tel que décrit à la section 4.4.4, ces données servent à paramétrer l'IML suivante :

$$\mathbf{Q} > 0,$$

$$2h_1\mathbf{Q} - \mathbf{A}\mathbf{Q} - \mathbf{Q}\mathbf{A}^T - \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0,$$

$$-2h_2\mathbf{Q} + \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0,$$

$$\begin{pmatrix} s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & c\mathbf{A}\mathbf{Q} - c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \\ -c\mathbf{A}\mathbf{Q} + c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T - c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \end{pmatrix} < 0$$

$$\forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\psi}_1, \overline{\psi}_1\} \times \{\underline{\psi}_2, \overline{\psi}_2\}$$

où

$$s = \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad c = \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad \mathbf{Q} = \mathbf{P}^{-1}, \quad \mathbf{P} = \mathbf{Q}^{-1} \\ \mathbf{W} = \mathbf{K}\mathbf{Q}, \quad \mathbf{K} = \mathbf{W}\mathbf{P}$$

La bibliothèque IML de Matlab [32] a permise de trouver les variables  $\mathbf{Q}$  et  $\mathbf{W}$  qui respectent ces contraintes. Les gains du contrôleur de pression PI ont alors été obtenus en solutionnant la relation  $\mathbf{W} = \mathbf{K}\mathbf{Q}$  :

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_p & k_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1.488 \times 10^{-8} & -4.2758 \times 10^{-9} \end{bmatrix}$$



Dans un deuxième temps, la commande de la position du modèle (3.7) requiert l'identification du paramètre  $\varphi_0(t)$ . Sachant que cet intervalle est calculé à la section 5.3.1. Selon la relation (3.10), le modèle d'état en boucle fermée (sans perturbation) pour le contrôle de la position est

$$\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(t)\mathbf{x} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x}$$

où

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{I} & 0 & -\frac{b}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{R_p \varphi_0(t)}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = [k_p \quad k_i \quad k_d]$$

Or, les variables de la région IML de la Figure 14 sont choisies de la façon suivante :

$$h_1 = -225 \quad h_2 = -1,5 \quad \alpha = 80$$

Alors, tel que décrit à la section 4.4.4, l'IML ci-dessous doit être satisfaite :

$$\begin{pmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{Q}\mathbf{C}^T \\ \mathbf{C}\mathbf{Q} & \mathbf{Z} \end{pmatrix} > 0,$$

$$\begin{pmatrix} \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta}) \\ \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & -\mathbf{I} \end{pmatrix} < 0,$$

$$2h_1\mathbf{Q} - \mathbf{A}\mathbf{Q} - \mathbf{Q}\mathbf{A}^T - \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0,$$

$$-2h_2\mathbf{Q} + \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0,$$

$$\begin{pmatrix} s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & c\mathbf{A}\mathbf{Q} - c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \\ -c\mathbf{A}\mathbf{Q} + c\mathbf{Q}\mathbf{A}^T - c\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + c\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & s\mathbf{A}\mathbf{Q} + s\mathbf{Q}\mathbf{A}^T + s\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + s\mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T \end{pmatrix} < 0$$

$$\forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\varphi}_0, \overline{\varphi}_0\}$$

où

$$s = \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad c = \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad \mathbf{Q} = \mathbf{P}^{-1}, \quad \mathbf{P} = \mathbf{Q}^{-1}$$

$$\mathbf{W} = \mathbf{K}\mathbf{Q}, \quad \mathbf{K} = \mathbf{W}\mathbf{P}$$

Ensuite, la bibliothèque IML de Matlab [32] a permise de trouver les variables  $\mathbf{Q}$  et  $\mathbf{W}$  qui respectent ces contraintes. Les gains du contrôleur de position PID ont alors été obtenus en solutionnant la relation  $\mathbf{W}=\mathbf{KQ}$  :

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_p & k_i & k_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 3,2588 \times 10^5 & 3,8262 \times 10^6 & 4,3215 \times 10^4 \end{bmatrix}$$

En fait, plusieurs essais ont été réalisés pour choisir les paramètres  $h_1$ ,  $h_2$  et  $\alpha$  afin d'obtenir de très bons résultats. Enfin, pour compléter la commande de la position, le compensateur anticipatif doit être déterminé. Ce dernier est défini comme suit selon la relation (3.8).

$$v_{ca} = \frac{I}{R_p \tilde{\varphi}_0} \left( \ddot{\theta}_d + \frac{b}{I} \dot{\theta}_d + \frac{k}{I} \theta_d \right) \quad (5.17)$$

Puisque le paramètre de rigidité  $k$  est dominant par rapport aux autres, les termes d'accélération et de vitesse désirées sont négligés. Aussi, la valeur de  $\tilde{\varphi}_0$  est choisie au milieu de la plage de variation du paramètre incertain  $\varphi_0(t)$ . Ainsi, le compensateur anticipatif est décrit par l'équation ici-bas.

$$v_{ca} = \frac{k \theta_d}{R_p \tilde{\varphi}_0} \quad (5.18)$$

De cette façon, tout est en place pour contrôler l'actionneur articulaire de McKibben à l'aide d'une servovalve à cinq voies.

### 5.4.2 Valves de pression

Dans le cas des valves de pression, seule la commande de la position doit être solutionnée. Les deux muscles artificiels ont les mêmes caractéristiques donc les intervalles de  $\varphi_1(t)$  et de  $\varphi_2(t)$  sont égaux. Cet intervalle a été identifié à la section 5.3.1. Selon la relation (3.16), le modèle d'état en boucle fermée (sans perturbation) pour le contrôle de la position est

$$\dot{\mathbf{x}} = \bar{\mathbf{A}}(t)\mathbf{x} = (\mathbf{A} + \mathbf{B}(t)\mathbf{K})\mathbf{x}$$

où

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{I} & 0 & -\frac{b}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}(t) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{R_p \varphi_1(t)}{I} & -\frac{R_p \varphi_2(t)}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{1p} & k_{1i} & k_{1d} \\ k_{2p} & k_{2i} & k_{2d} \end{bmatrix}$$

Or, la région IML utilisée pour résoudre le modèle ci haut est illustrée par la Figure 13. Cette région est différente de celle employée pour la stratégie avec une servovalve tout simplement parce qu'il n'existait pas de solution aux IML correspondant à une contrainte sur l'amortissement. En fait, plusieurs essais ont été réalisés pour choisir les paramètres de la région afin d'obtenir de très bons résultats. Les variables de la région sont donc les suivantes :

$$h_1 = -20 \quad h_2 = -7$$

Tel que décrit à la section 4.4.5, le système d'IML à résoudre est alors défini comme suit :

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{Q}\mathbf{C}^T \\ \mathbf{C}\mathbf{Q} & \mathbf{Z} \end{pmatrix} > 0, \\ & \begin{pmatrix} \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta}) \\ \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T & -\mathbf{I} \end{pmatrix} < 0, \\ & 2h_1\mathbf{Q} - \mathbf{A}\mathbf{Q} - \mathbf{Q}\mathbf{A}^T - \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} - \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0, \\ & -2h_2\mathbf{Q} + \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{A}^T + \mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})\mathbf{W} + \mathbf{W}^T\mathbf{B}(\boldsymbol{\eta})^T < 0, \\ & \forall \boldsymbol{\eta} \in \{\underline{\varphi}_1, \overline{\varphi}_1\} \times \{\underline{\varphi}_2, \overline{\varphi}_2\} \end{aligned}$$

où

$$\begin{aligned} \mathbf{Q} &= \mathbf{P}^{-1} & \mathbf{P} &= \mathbf{Q}^{-1} \\ \mathbf{W} &= \mathbf{K}\mathbf{Q} & \mathbf{K} &= \mathbf{W}\mathbf{P} \end{aligned}$$

La bibliothèque IML de Matlab [32] a permise de trouver les variables  $\mathbf{Q}$  et  $\mathbf{W}$  qui respectent ces contraintes. Les gains des contrôleurs PID pour les deux valves de pression ont alors été obtenus en solutionnant la relation  $\mathbf{W}=\mathbf{K}\mathbf{Q}$  :

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{1p} & k_{1i} & k_{1d} \\ k_{2p} & k_{2i} & k_{2d} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -5,7543 \times 10^4 & -8,1752 \times 10^6 & -8,9084 \times 10^2 \\ 5,7543 \times 10^4 & 8,1752 \times 10^6 & 8,9084 \times 10^2 \end{bmatrix}$$

Tout comme la stratégie utilisant une servovalve, la formule du compensateur anticipatif a vu ses termes d'accélération et vitesse désirées négligés. Selon la relation (3.14), le compensateur anticipatif devient :

$$\begin{aligned} v_{1ca} &= \frac{k\theta_d}{2R_p\tilde{\varphi}_1} \\ v_{2ca} &= \frac{k\theta_d}{2R_p\tilde{\varphi}_2} \end{aligned} \quad (5.19)$$

où  $\tilde{\varphi}_1$  et  $\tilde{\varphi}_2$  sont les valeurs médianes des intervalles de  $\varphi_1(t)$  et de  $\varphi_2(t)$ . Fait intéressant, les gains sont identiques mais de signes différents pour les deux valves. Ceci s'explique car les muscles doivent agir ensemble pour atteindre la position désirée. C'est similaire au fonctionnement de la servovalve qui ajoute de la pression dans un muscle pour en retirer dans l'autre.

### 5.5 Données des paramètres à identifier

Le Tableau I présente les valeurs et les unités des paramètres employés pour réaliser la commande de la position de l'actionneur articulaire de McKibben.

### 5.6 Résultats

Cette section montre les résultats expérimentaux obtenus à partir des stratégies développées dans ce mémoire. Trois trajectoires désirées ont été vérifiées, soit un positionnement doux et deux sinus de fréquences différentes. De plus, le positionnement doux présente un point de départ du système éloigné du point initial de la consigne.

Tableau I

Liste des paramètres expérimentaux

Symbole	Valeur	Unité	Symbole	Valeur	Unité
$\varepsilon_j$	[0; 0,3]		$\gamma$	1,4	
$r_0$	0,007	m	$R_g$	287	N m / Kg K
$l_0$	0,125	m	$T_a$	294	K
$\beta_0$	0,7854	rad	$W_s$	0,0015	m
$\varphi_j(t)$	[2,24; 7,45] $\times 10^{-4}$		$C_s$	[0,075; 0,95]	
$R_p$	0,0335	m	$P_e$	100 000	Pa
$I$	0,0049	Kg m <sup>2</sup>	$P_s$	500 000	Pa
$b$	0,1464	N m s / rad	$\psi_j(t)$	[0,0140; 2,9459] $\times 10^{10}$	Pa / m <sup>3</sup>
$k$	20,7485	N m / rad	$\rho$	0,1	

### 5.6.1 Servovalve

Les figures qui suivent illustrent la réponse du système à une consigne donnée ainsi que l'effort de commande fourni par la servovalve. Le suivi de trajectoire est bon bien qu'il y ait la présence d'un dépassement pour toutes les consignes et d'un retard pour le sinus de 0,5 Hz. L'effort de commande utilise environ 30% de sa plage d'opération et possède une oscillation permanente qui ressemble à un signal bruité.

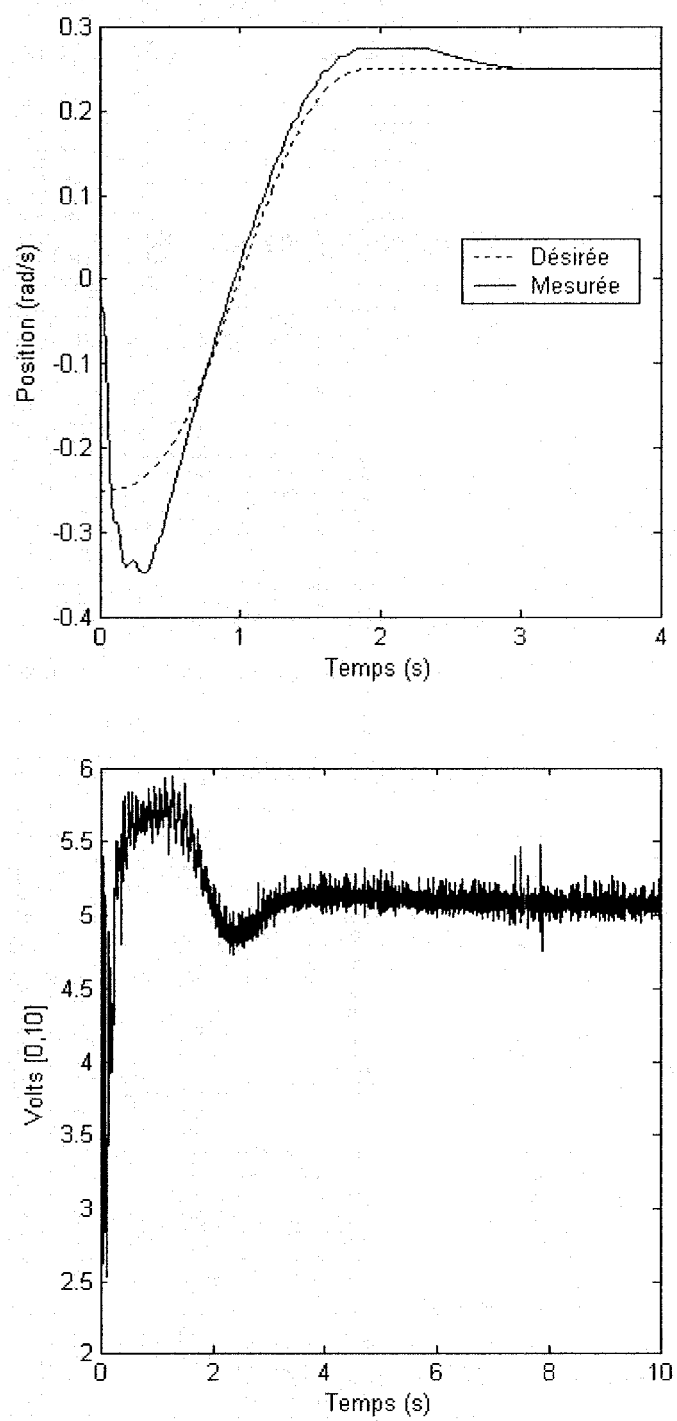


Figure 22 Résultats de la servovalve à un positionnement doux

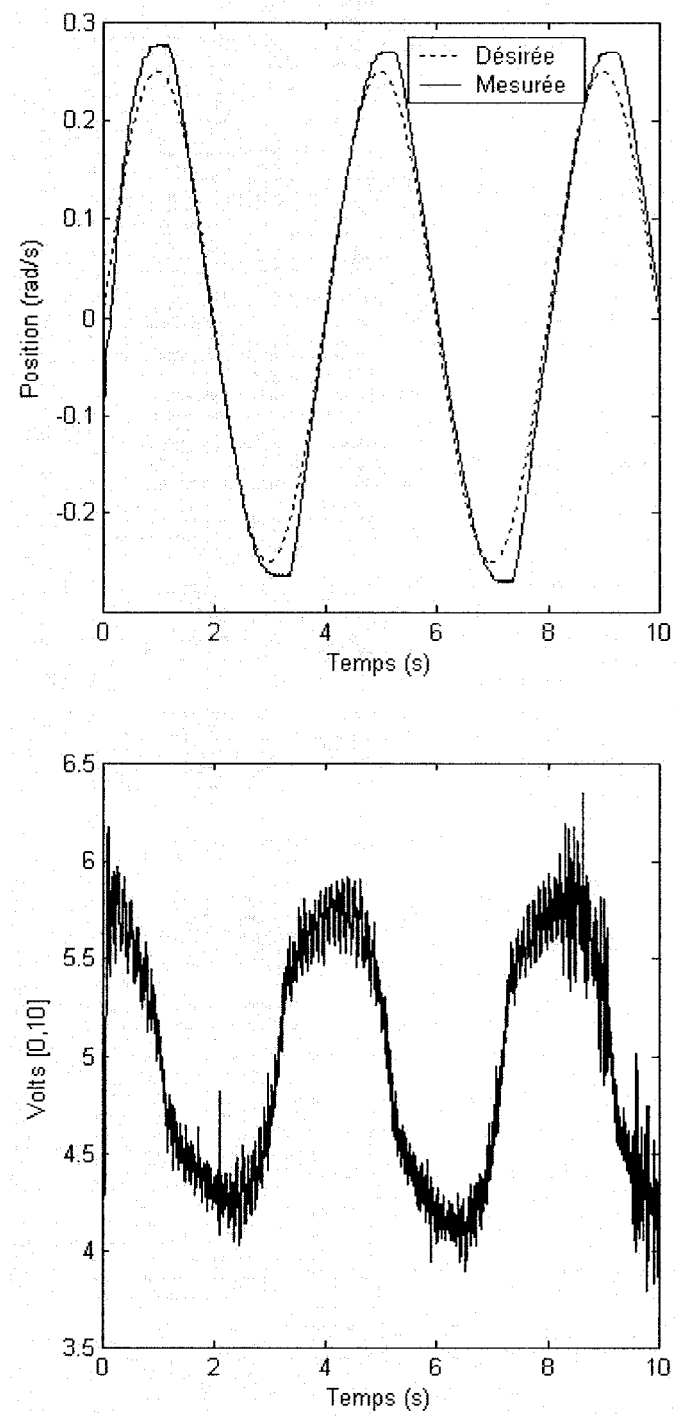


Figure 23 Résultats de la servovalve à une trajectoire sinus de 0,25 Hz

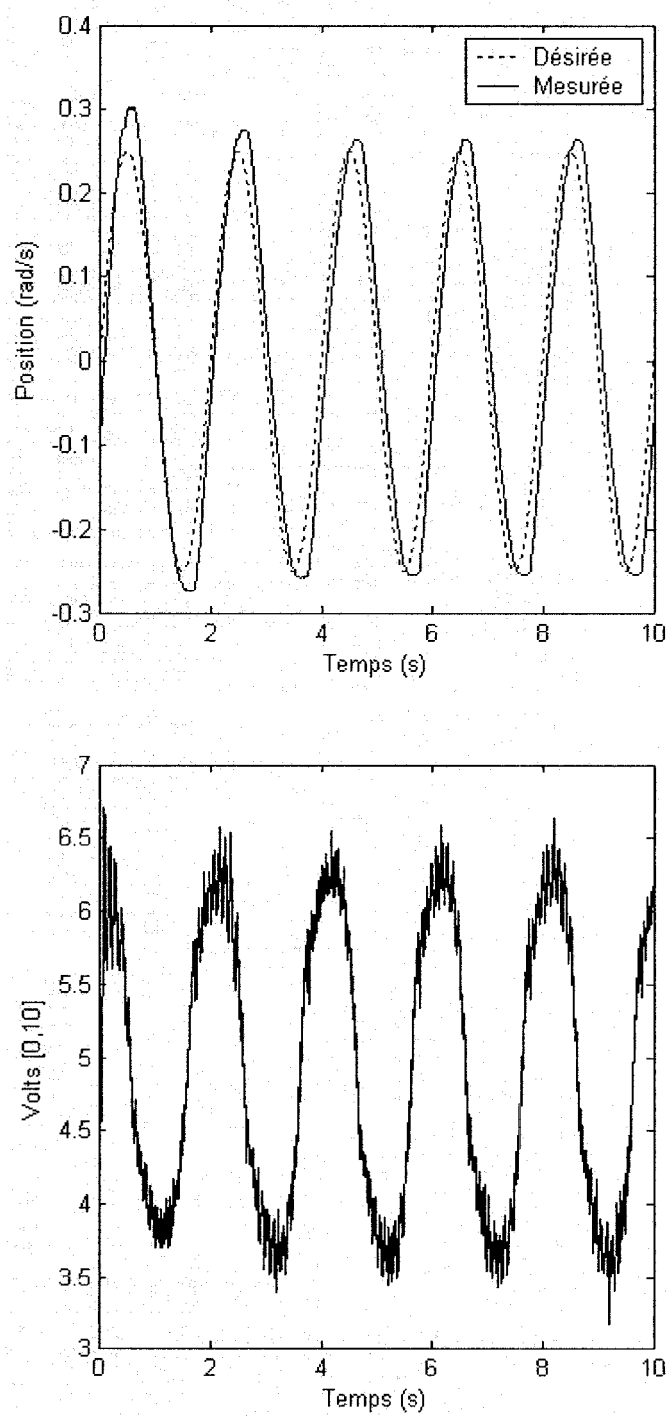


Figure 24 Résultats de la servovalve à une trajectoire sinus de 0,5 Hz



### 5.6.2 Valves de pression

Les résultats obtenus avec la méthode utilisant deux valves de pression sont présentés par les figures ci-dessous. La réponse du système à une trajectoire désirée et l'effort de commande fourni y sont montrés. Le suivi de trajectoire de cette approche est très bon. Néanmoins, un léger dépassement y ait présent pour toutes les consignes. Ce dernier est un peu plus visible pour la consigne sinusoïdale de 0,5 Hz. L'effort de commande utilise environ 40% de sa plage d'opération.

### 5.6.3 Comparaison

Les deux méthodes développées dans ce mémoire permettent de commander la position d'un actionneur articulaire composé de muscles artificiels pneumatiques. La première consiste à utiliser une servovalve alors que la seconde emploie des valves de pression. Le Tableau II présente les erreurs de suivi de la trajectoire demandée au système. Ainsi, les performances des deux méthodes sont analysées.

Il est clair que l'utilisation de deux valves de pression offre un meilleur suivi de la trajectoire désirée. De fait, l'erreur maximale est environ huit fois plus petite lorsque la consigne est un positionnement doux tandis qu'elle est près de quatre fois inférieure pour une trajectoire demandée de type sinusoïdale. De même, l'erreur RMS du suivi de la consigne est au alentour de cinq à six fois moindre avec la méthode utilisant les valves de pression.

En d'autres termes, l'erreur maximale avec une servovalve est de l'ordre de 18% alors que celle des valves de pression est inférieure à 5% pour un déplacement de 0,5 radian. Tandis que l'erreur RMS du positionnement doux est de 0,5% pour les valves de pression et de 3,5% pour la méthode utilisant une servovalve.

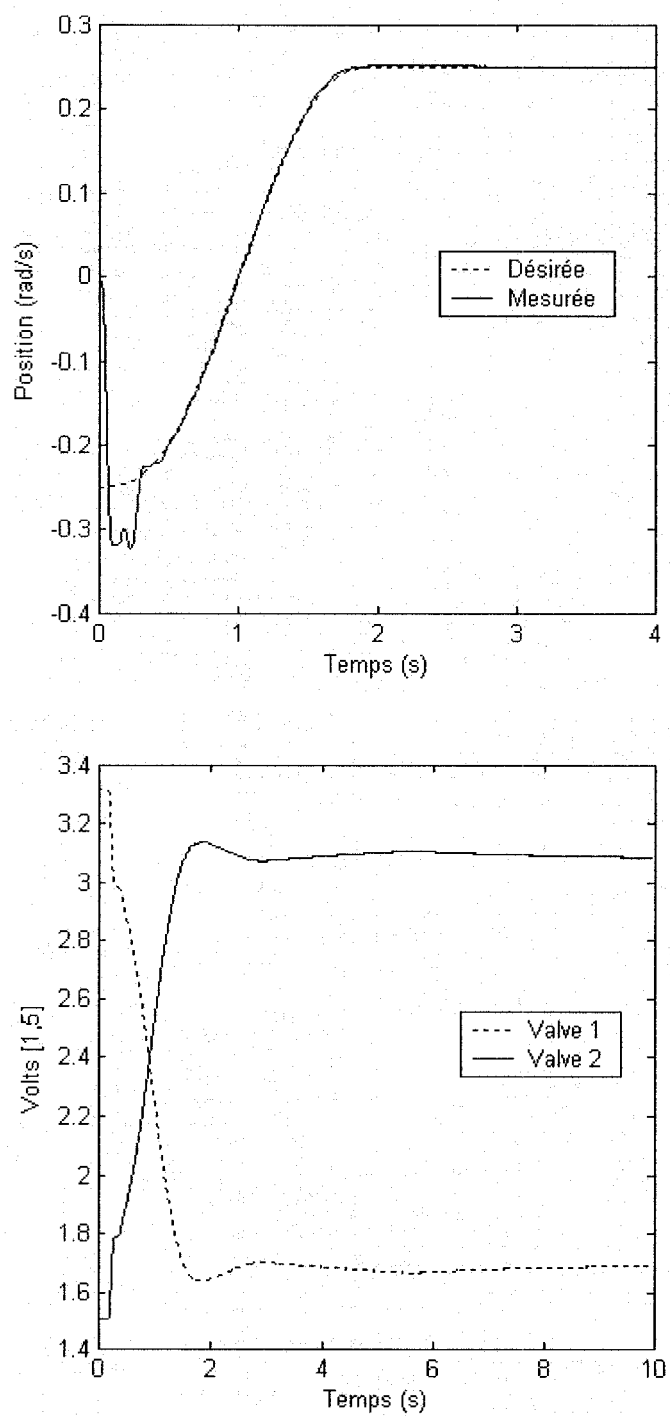


Figure 25 Résultats des valves de pression à positionnement doux

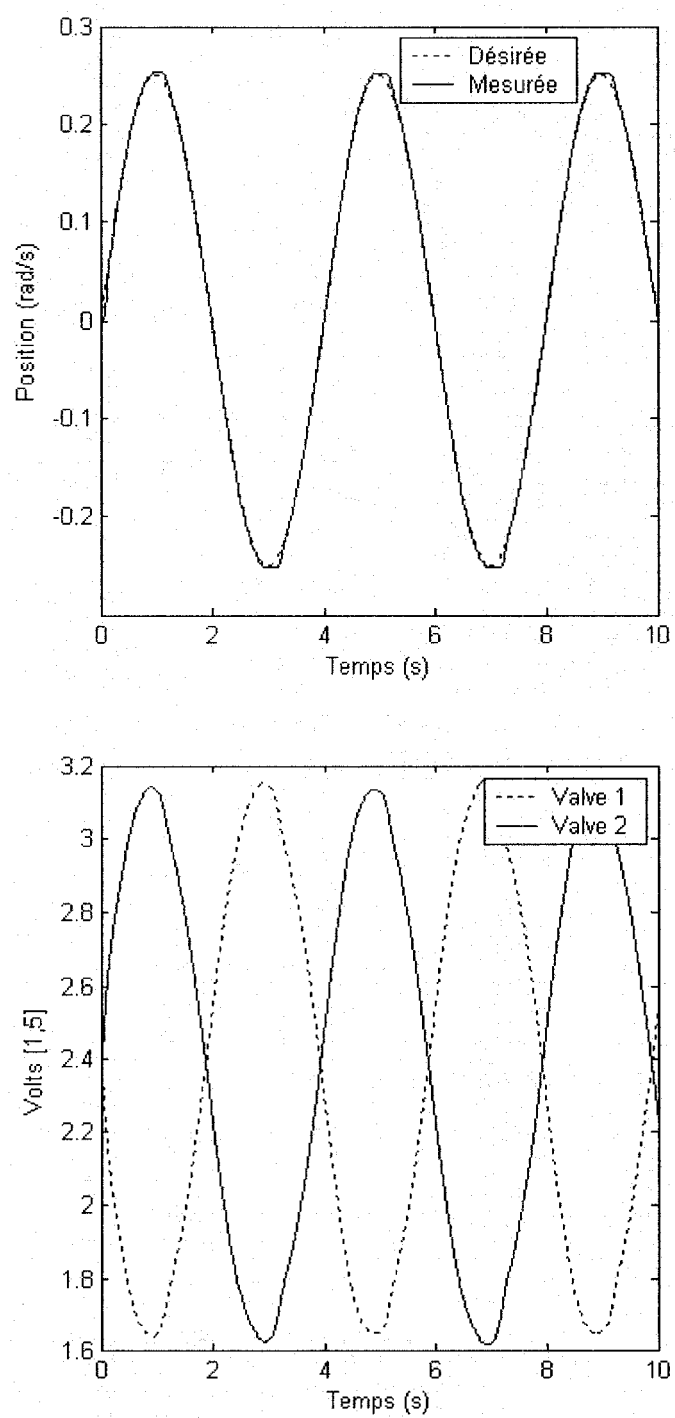


Figure 26 Résultats des valves de pression à une trajectoire sinus de 0,25 Hz

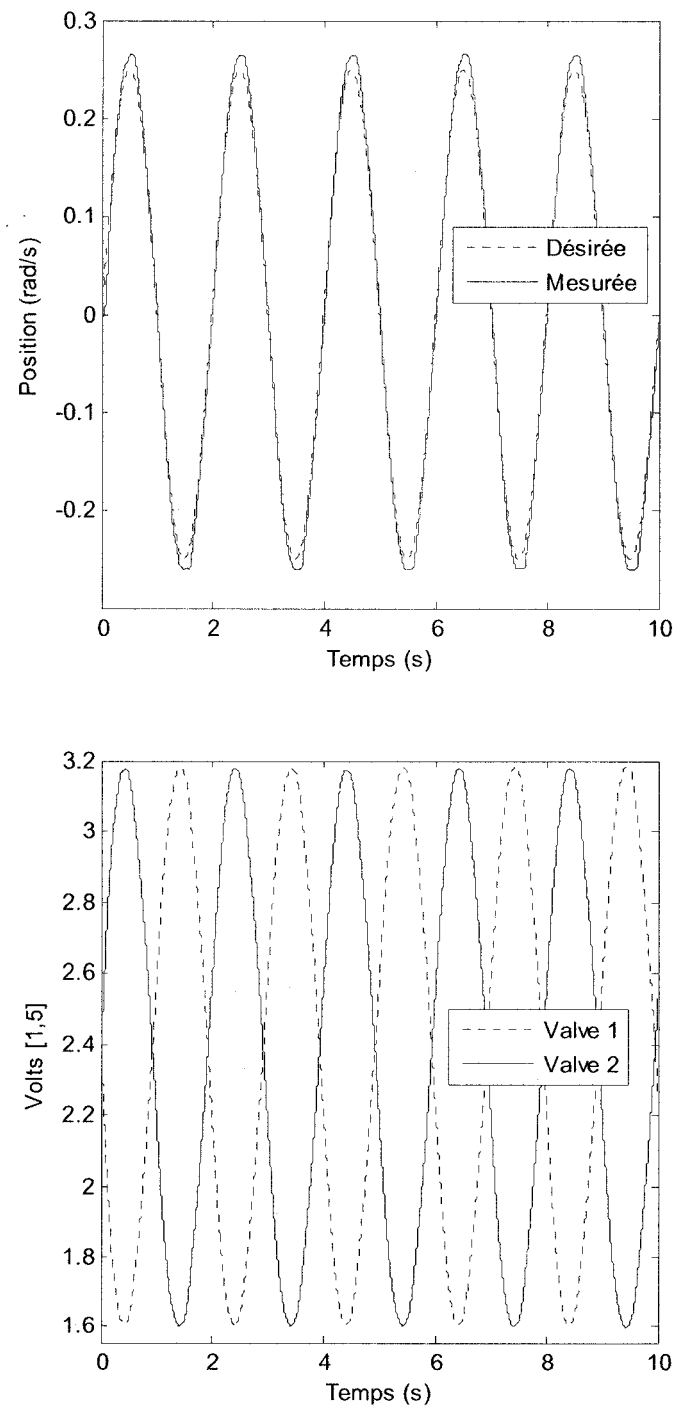


Figure 27 Résultats des valves de pression à une trajectoire sinus de 0,5 Hz

En comparant les figures 22 et 25, on remarque que les deux types de valves réagissent de façon similaire. Toutefois, les valves de pression présente un dépassement beaucoup moins important. De plus, elles se montrent davantage efficaces face à un point de départ éloigné de la consigne. D'autre part, l'effort de commande de la servovalve possède une bande oscillatoire qui laisse présager une usure prématurée pour ce type d'équipement.

Les figures 23, 24, 26 et 27 illustrent le comportement des deux méthodes à des trajectoires désirées sinusoïdales de différentes fréquences. D'après ces résultats, la servovalve apparaît plus sensible aux changements de directions. Aussi, l'augmentation de la fréquence crée un retard dans le suivi de la consigne pour la servovalve.

Tableau II

Erreurs de suivi de la trajectoire désirée

Trajectoire désirée	Type de valve	Erreur maximale (rad)	Erreur RMS (rad)
Positionnement doux	Servo	0,0627	0,0172
	Pression	0,0076	0,0027
Sinus 0,25 Hz	Servo	0,0615	0,0234
	Pression	0,0156	0,0047
Sinus 0,5 Hz	Servo	0,0906	0,0532
	Pression	0,0234	0,0111

## 5.7 Conclusion

Ce chapitre a illustré les résultats obtenus lors des expérimentations. Trois trajectoires désirées ont été testées, ce qui a démontré l'efficacité des méthodes de commande développées dans ce mémoire. Les performances des deux types de valves utilisées ont

été comparées à partir des données expérimentales. Les valves de pression se sont avérées être plus performantes pour contrôler l'actionneur articulaire de McKibben.

## CONCLUSION

Ce mémoire a défini une méthodologie reproductible pour contrôler un actionneur articulaire comportant des muscles artificiels de McKibben. Tout d'abord, un modèle géométrique non linéaire a été vu comme un système linéaire variant dans le temps. Des manipulations ont été nécessaires pour identifier des paramètres incertains. Les incertitudes étant bornées, une commande linéaire robuste de type PID a pu être développée en utilisant les IML et des outils informatiques. Enfin, des résultats concluants permettent d'affirmer que l'approche proposée est valide.

Dans un deuxième temps, deux types de valves pneumatiques ont fait l'objet d'une comparaison. Les valves de pression ont remportées haut la main leur confrontation à une servovalve à cinq voies. En effet, la modélisation de la commande est plus simple à réaliser, l'erreur de suivi de la trajectoire est moindre, leur temps de réponse est plus vif et elles ne requièrent point l'utilisation de capteurs de pression.

Bien que la méthode soit fonctionnelle, il serait intéressant de la pousser un peu plus loin en l'appliquant à un robot ayant plusieurs joints composés de muscles artificiels pneumatiques. Ou encore, de l'utiliser sur un modèle dynamique qui tiendrait compte d'une charge inertielle variant dans le temps pour simuler la manipulation d'objets par exemple.

## **RECOMMANDATIONS**

À la lumière des données recueillies au cours de cette recherche, la principale recommandation est d'utiliser des valves de pression pour commander des muscles artificiels de McKibben dû à leur temps de réponse plus expéditif. De plus, l'erreur de suivi de la trajectoire est au moins quatre fois plus petite. Quant à l'effort de commande, il s'adapte mieux à la commande développée puisque son signal est sans bruit. Du côté pratique, deux valves sont requises plutôt qu'une mais les capteurs de pression ne sont pas nécessaires en utilisant deux valves de pression. Aussi, lors du calcul des gains du contrôleur, les formules mathématiques sont plus simples car seule la boucle de commande de la position doit être réalisée. En somme, le choix des valves de pression rend le développement de la commande présentée dans ce mémoire plus facile tout en offrant de meilleures performances.



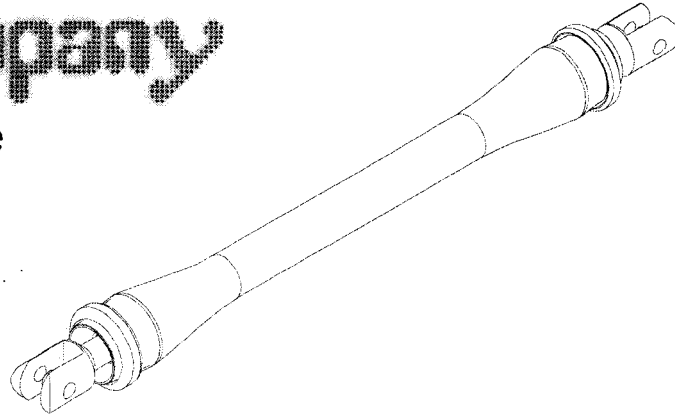
## **ANNEXE 1**

### **Spécifications des muscles Shadow**

# The Shadow Robot Company

## Shadow Air Muscle

30mm



### General Overview

The Shadow Air Muscle is a simple yet powerful device for providing a pulling force. It behaves in a very similar way to a biological muscle. When actuated with a supply of compressed air, it contracts by up to 37% of its original length. The force it provides decreases as it contracts, and the first few percent of the contraction is very powerful indeed.

The simplest use of a muscle is to move a lever. One muscle will pull the lever in one direction, and a spring can return it. Two muscles will allow the lever to be pulled in either direction, with considerable force. Because the muscle contracts over a known distance, it can be used to provide a safe movement. There is no need to ensure that the lever is not going to be rotated beyond its end-stop, since the muscle will only move the lever to its set up angle.

### Features

- **Lightweight:** Air Muscles weigh between 10g and 150g, depending on size – particularly useful for weight critical applications. The 30mm Air muscle weighs 80g.
- **Smooth:** Unlike pneumatic cylinders, Air Muscles have no 'stiction', and an immediate response. This results in a smooth natural movement.
- **Flexible:** Air Muscles need no precise aligning.
- **Powerful:** Air muscles produce forces up to 700 N at pressures of only a few bar.

### Dimensions

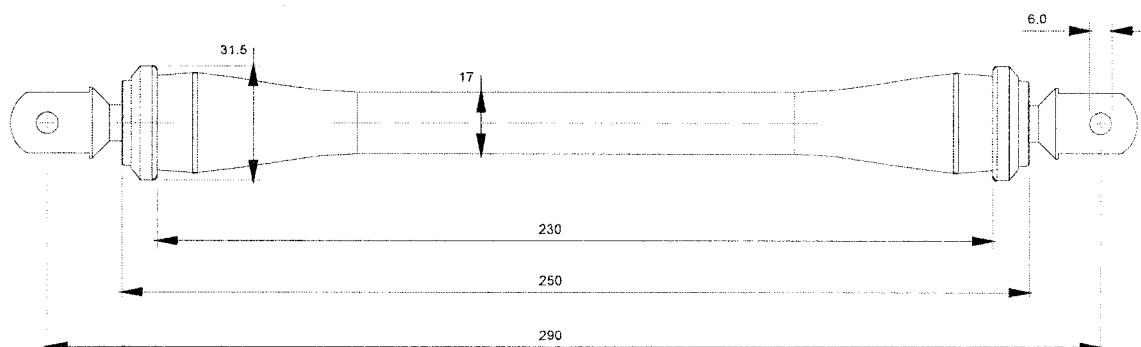
#### Extended:

These measurements are taken when the muscle is fully stretched out, under a load of at least 50N, and a pressure of 0 bar.

Hole – Hole Spacing <sup>1</sup> 290mm

Total Muscle Length <sup>2</sup> 250mm

Active Length <sup>3</sup> 230mm



1: The Hole-Hole spacing is the distance between the holes in the fittings at either end of the muscle. This is adjustable, as the fittings can be screwed in or out. They can also be removed entirely, creating a more compact muscle. Use an M10 screw instead, and remember to use PTFE tape to ensure a good seal.

2: The Total Muscle Length is the length of the whole muscle, excluding the fittings.

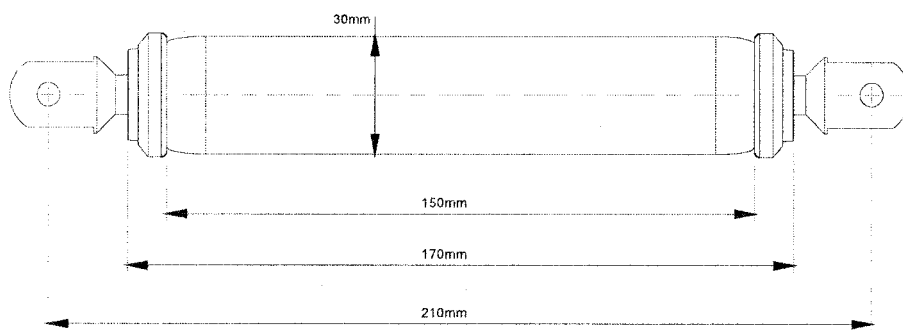
3: The Active Length is the length of the part of the muscle which contracts under pressure, and does not include the headers.

Because the muscle is a flexible actuator, these measurements are approximate, except where given to one decimal place. Actual distances measured are a function of the pressure, and load of the muscle.

### Contracted:

These measurements are taken when the muscle is pressurised to 3bar, with a load of 50N.

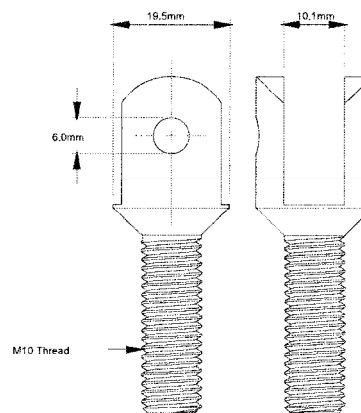
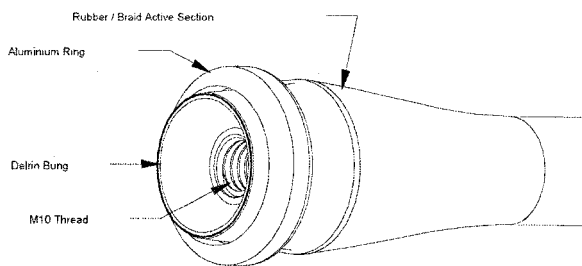
Hole – Hole Spacing	220mm
Total Muscle Length <sup>2</sup>	180mm
Active Length <sup>3</sup>	160mm



### Headers and Fittings:

The header at each end of the muscle consists of an Aluminium ring, and a Delrin plastic bung, with an M10 female thread. This thread can be used as a means of attachment, and to allow air into or out of the muscle.

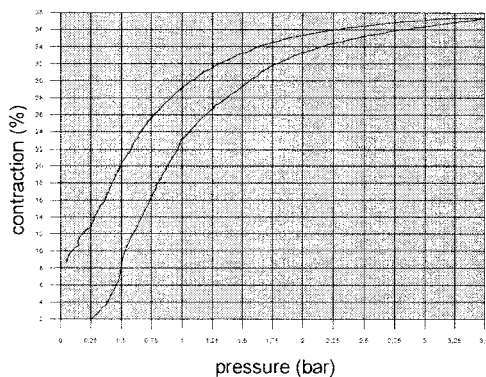
The muscle is supplied with two Delrin fittings, one of which comes with a 6mm push-fit connector.



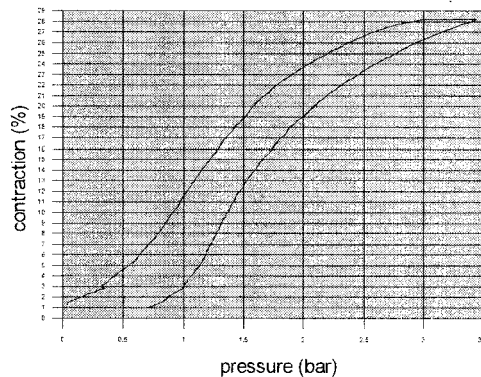
### Dynamic Characteristics

The following graphs show the contraction of the muscle as the pressure is increased to 3.5 bar (lower line), then decreased back to 0 bar (upper line), under several static loads.

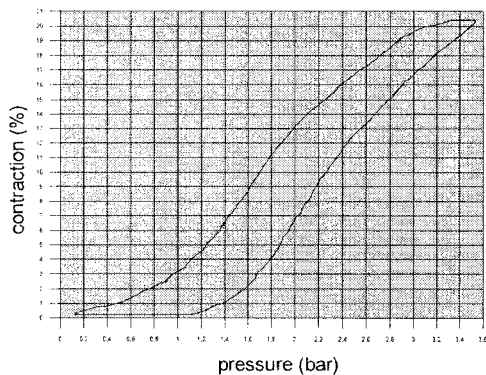
45 N load



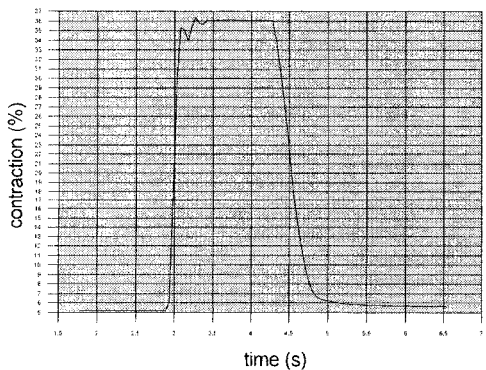
130 N load



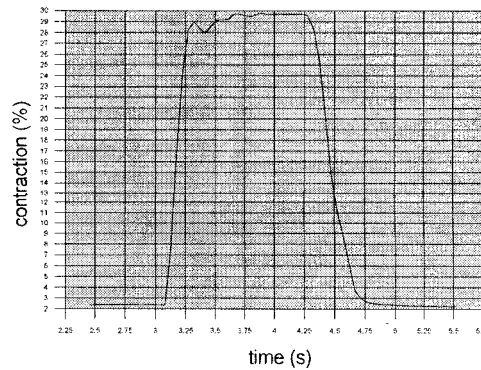
260 N load



Fill Speed 45N, 3.5bar



Fill Speed 130N 3.5bar



### Usage

If you have some experience with pneumatics, then you will probably have used cylinders in the past to produce movements. If you are now trying air muscles, there are some important differences that you should be aware of.

Pneumatic cylinders produce a small force over a long movement. Air muscles, on the other hand produce very high forces, but pull relatively short distances. Therefore cylinders and air muscles are used in different ways, and are generally for slightly different applications.

The Shadow Air Muscle is a powerful actuator, which can exert large forces, over a short distance at low air pressures.

Air muscles are most effective at the beginning of their stroke (fully extended), giving a high force and good responsive movements. When a muscle is contracted, increasing the pressure will only stress it, and produce almost no more movement (and may push the rings off)

If you find that your muscle is not producing enough movement:

DO NOT: Increase the pressure. This will only serve to reduce the life of the rubber.

DO: Tighten any tendons, ropes, or means which attach the muscle to the mechanism. Make sure that, at the beginning of the mechanism's movement, the muscle is pulled out as tight as possible, like a guitar string.

DO: Adjust your mechanism, so that less movement is required from the muscle. For levers etc, this generally means attaching the muscle closer to the pivot point. For pulleys, this means using a smaller pulley. Of course, this in turn means that the muscle will have to pull harder, but this is exactly what muscles are good for; high forces over short distances.

DO: Try a longer muscle, if space allows.

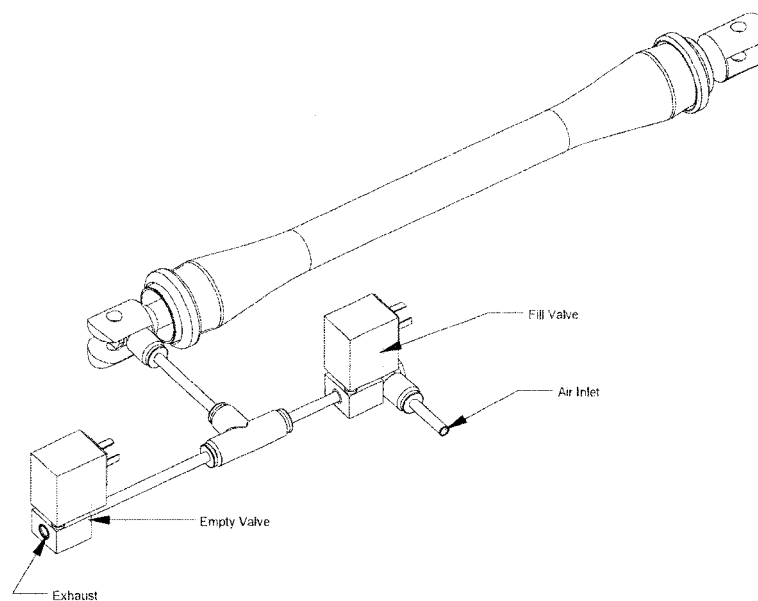
If, having tried all of the above, you still feel that an increase in pressure is needed, then slightly increase the pressure. If this slight increase gives a noticeable improvement, then good, otherwise, turn the pressure back down.

### Adjustment:

When designing mechanisms to be actuated by air muscles, it is always a good idea to provide some adjustment means to tighten or loosen the muscle as needed. You might design in a movable attachment point, or some way to tighten the tendons. Before you use the mechanism, move it to one extreme, so that the muscle is pulled out, and while holding it in that position, use your adjustment means to make sure the muscle is nice and tight at this point. Now, move the mechanism to the other extreme. The muscle should have contracted about 20% - 30% of its active length.

### Pneumatic Setup

In a typical situation, a muscle requires two pneumatic valves to operate. One valve lets air into the muscle, the other lets air out. By controlling the opening of each valve, it is possible to set the desired contraction of the muscle.



The throughput of the valves, the pressure of the air supply, the bore and length of tube used, will all affect the speed of the Air Muscle.

If you require the maximum speed of contraction/extension, you should select high throughput valves, and attach them as close as possible to the muscle, using the largest bore tube possible. Typically, you can expect the muscle to contract within about 0.5s, depending on conditions. If conditions are optimal, it is possible to achieve contraction times as low as 0.1s.

If you require a slower, or more controlled movement, you should consider adding air restrictors into the tubes. This way, it is possible to slow the movement to anything, down to a standstill. One great advantage of Air Muscles is their ability to move extremely smoothly, even at very slow speeds.

### Care

Shadow Air Muscles last longest when they are being used with high loads, at low pressures. The less they bulge, the longer they last. In general, the muscle should be kept in the 0% - 20% contraction range.

Make sure that, as the muscle contracts, the soft rubber / braiding part is not touching or rubbing on anything, as abrasion or piercing can cause premature failure.

### Warnings:

Never, under any circumstances, inflate the muscle with no load. Doing so can push the rings off.

Never pressurise the muscle to more than 3.5 bar pressure.

Shadow Air Muscles can produce very large forces, especially when fully extended.

Always take care when using muscles, and make sure they are never used in a situation where their movement could cause injury.

**Shadow Air Muscles are not rated or warranted for use in safety critical applications without explicit written authorisation from the Shadow Robot Company.**



# The Shadow Robot Company

## 30mm Air Muscle

### Worldwide Sales

#### Korea:

Attn. Junghoon Kim  
Sample Electronics Co  
306 Jeshin Buildings  
43-22 Shinkey Youngsan  
Seoul 140-090  
Korea

Tel: 82 2 707 3882  
Fax: 82 2 707 3884  
E-mail [sample@korea.com](mailto:sample@korea.com)  
Web: [www.sample.co.kr](http://www.sample.co.kr)

#### Rest Of World:

Orders may be placed directly on the Shadow Robot Company Website: <http://www.shadow.org.uk>

### Address

Shadow Robot Company Ltd  
251 Liverpool Road  
London  
N1 1LX  
England

## **ANNEXE 2**

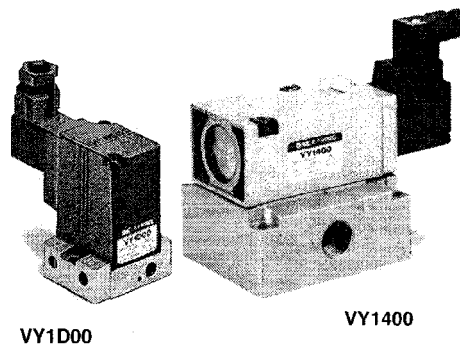
### **Spécifications des valves de pression SMC**

# E-P HYREG® Series VY1

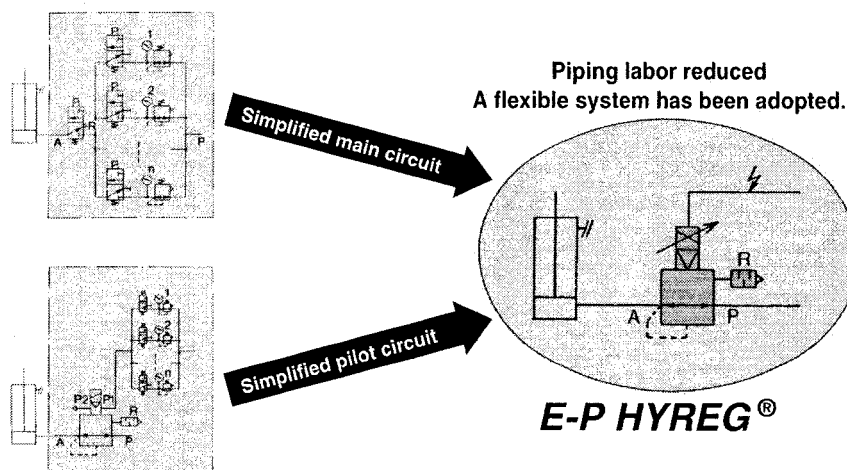
**A hybrid regulator is created from a regulator and a solenoid valve**

## Stepless control through electric signals

A maximum effective area of 670 mm<sup>2</sup> (2B) can be covered by the combination of an ultra-compact electro-pneumatic pilot valve (22.4 x 30 x 39) and a 3 port, high-capacity exhaust main regulator (Series VEX1□00).



## Simple circuit configuration



## Ease of handling

Having the amplifier built into the electro-pneumatic pilot valve, only an external (24 VDC) power supply and (1 to 5 VDC) signal voltage need to be connected.

## Manifold capable

Using the VVEXB2/4 series, a maximum 10 station manifold is possible.

## Application example

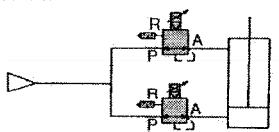
Capable of performing multistage pressure control and stepless pressure control by varying the electrical

### Drive and Thrust Control

Cylinder behavior and pressurization control for peening and stamping

#### Example

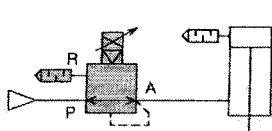
Welding pressure control of spot welding gun cylinder (arranged for the 4 port type) Loading cylinder control



### Cylinder Thrust Control

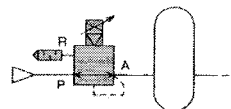
Tension control balancer

Example  
Auto balancer



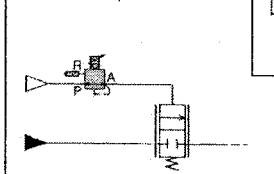
### Pressure Control of Tank

Automatic adjustments



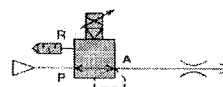
### Flow Control of Various Fluids

For remote control of another air operated valve



### Air Flow Control of Nozzle \*

Air blowing  
Air cooling



\* Please contact SMC.

F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

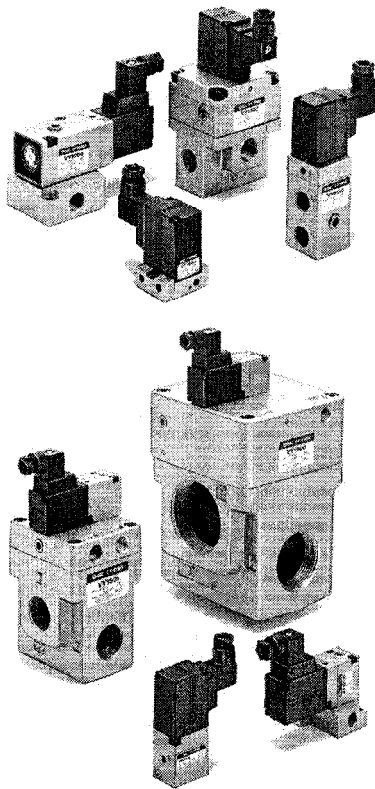
**VY1**

G

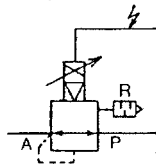
PPA

AL

# Series VY1



JIS Symbol



## How to Order

**E-P HYREG®**

**Pilot type**

0	Internal pilot
1	External pilot

**VY1 1 0 0** **01**

**Power source/Command signal**

Symbol	Power source voltage DC	Command signal DC
NII	24 V	1 to 5 V
1		0 to 10 V
2		4 to 20 mA
3		0 to 20 mA
5	12 V	1 to 5 V
6		0 to 10 V
7		4 to 20 mA
8		0 to 20 mA

**Thread type**

NII	Rc
F	G
N	NPT
T	NPTF

**Body size** **Port size Rc** **Option**

Mounting	Symbol	Symbol	P/A port	R port	B (Bracket)	F (Foot)	G (Pressure gauge)	N (Silencer)
Base mounted	D	00	Without sub-plate	—	—	—	—	—
		M5	M5	—	—	—	—	●
	B	00	Without sub-plate	—	—	—	—	—
		M5	M5	—	—	—	—	●
	2	01	1/8	—	—	—	—	●
		02	1/8	—	—	—	—	●
		03	1/4	—	—	—	—	●
	4	00	Without sub-plate	—	—	—	—	—
		02	1/4	—	—	—	—	●
		03	3/8	—	—	—	—	●
		04	1/2	—	—	—	—	●
	Body ported	A	M5	M5	● (Note)	● (Note)	—	—
1		01	1/8	● (Note)	● (Note)	—	—	
		02	1/4	● (Note)	● (Note)	—	—	
3		02	1/4	●	—	—	—	
		03	3/8	●	—	—	—	
5		04	1/2	●	—	—	—	
		06	3/4	●	—	—	—	
7		10	1	●	—	—	—	
		12	1 1/4	●	—	—	—	
9		14	1 1/2	●	—	—	—	
		20	2	●	—	—	—	

Note) Only bracket or foot may be mounted.

## Standard Specifications

Model		VY1D00-M5	VY1A0 <sup>0 01</sup> -M5	VY1B0 <sup>0 01</sup> -M5	VY110 <sup>0 01</sup> -02	VY120 <sup>0 01</sup> -02	VY130 <sup>0 01</sup> -02	VY140 <sup>0 01</sup> -02	VY150 <sup>0 01</sup> -10	VY170 <sup>0 10</sup> -12	VY190 <sup>0 14</sup> -20											
Port size Rc	Port	M5	M5	M5	01	01	02	01	02	02	03	04	02	03	04	04	06	10	10	12	14	20
	P	M5	M5	M5	1/8	1/8	1/4	1/8	1/4	1/4	3/8	1/2	1/4	3/8	1/2	1/2	3/4	1	1	1 1/4	1 1/2	2
	A																					
	R																					
Weight (kg) <sup>(1)</sup>		0.11	0.16	0.19		0.25		0.35		0.55		0.75		1.5		2		4				
Hysteresis <sup>(2)*</sup>		1% F.S.	2.5% F.S.						3% F.S.		5% F.S.											
Sensitivity *		0.5% F.S.	1% F.S.						1.5% F.S.		2% F.S.											
Repeatability *		± 0.5% F.S.				± 1% F.S.				± 1% F.S.				± 2% F.S.								
Response time *		10 ms		30 ms																		
Fluid		Air/Inert gas																				
Ambient and fluid temperature		0 to 50°C (With no condensation)																				
Maximum operating pressure		0.88 MPa																				
Regulating pressure range		0.05 MPa to supply pressure																				
External pilot pressure		— (Direct operated)	Set pressure to 0.88 MPa (VY1□01)																			
Command signal		1 to 5 VDC, 0 to 10 VDC, 4 to 20 mA DC, 0 to 20 mA DC																				
Power supply		12 VDC ± 10%, 24 VDC ± 10%, 1.8 W or less																				
Electrical entry		DIN terminal																				
Applicable cable		Cable O.D. φ4 to 6.5																				
Bleed air flow		When not operating: Zero, When operating: Max. 10 l/min (ANR) (Supply pressure 0.88 MPa)																				
Installation		Universal																				
Lubrication		Not required <sup>(3)</sup>																				

- Note 1) The weight of the base mounting type (D/B/2/4 size) with sub-plate is indicated.  
 Note 2) The property values with a "\*" mark indicate max. values.  
 Note 3) To lubricate the outlet side of "VY", use "VY" as an external pilot. Avoid lubrication to the pilot air.

## Option

Description		Part no.									
		VY1D00-M5	VY1A0 <sup>0 01</sup> -M5	VY1B0 <sup>0 01</sup> -M5	VY110 <sup>0 01</sup> -02	VY120 <sup>0 01</sup> -02	VY130 <sup>0 01</sup> -02	VY140 <sup>0 01</sup> -02	VY150 <sup>0 01</sup> -02	VY170 <sup>0 01</sup> -02	VY190 <sup>0 01</sup> -02
Bracket (With bolt, washer)	B	—	VEXA-18-2A	—	VEX1-18-1A	—	VEX3-32A	—	VEX5-32A	VEX7-32A	VEX9-32A
	F	—	VEXA-18-3A	—	VEX1-18-2A	—	—	—	—	—	—
Pressure gauge	G	—	—	G27-10-R1-X207	G27-10-01	G36-10-01	—	—	—	G46-10-01	—
Pilot EXH port silencer	N	AN120-M5	—	—	AN120-M5	AN101-01	AN120-M5	—	—	AN210-02	—

F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

**VY1**

G

PPA

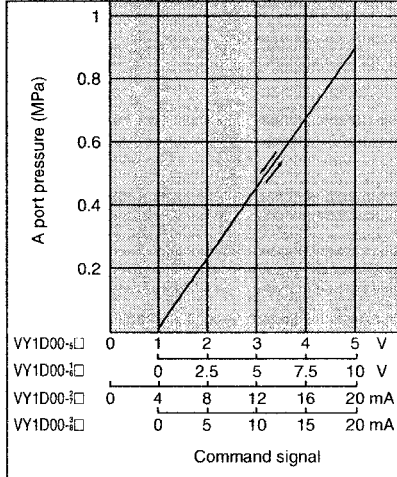
AL

# Series VY1

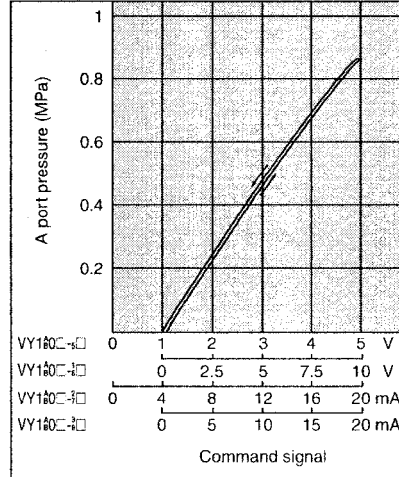
## Characteristics

### Signal—Outlet Pressure Characteristics (Characteristics of pressure setting)

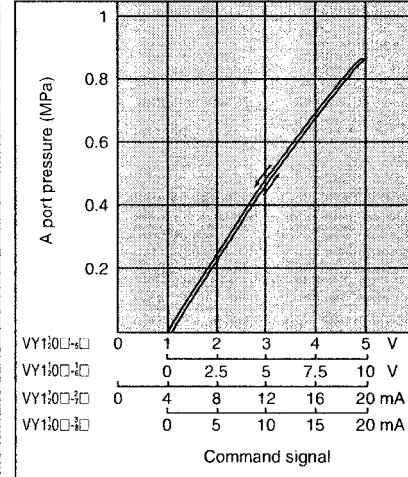
VY1D00



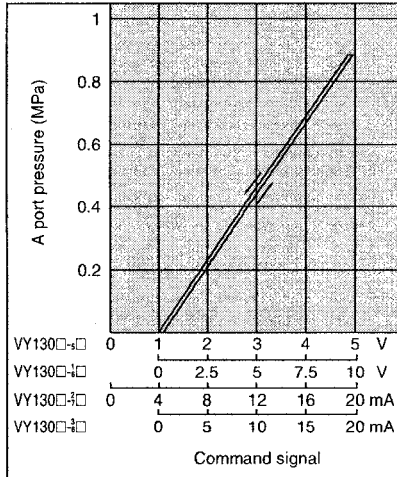
VY1A0<sup>0</sup>/1B0<sup>0</sup>



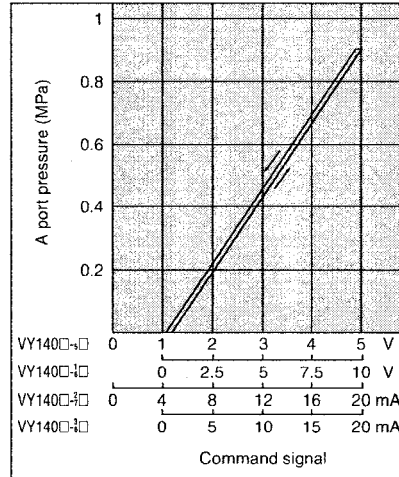
VY110<sup>0</sup>/120<sup>0</sup>



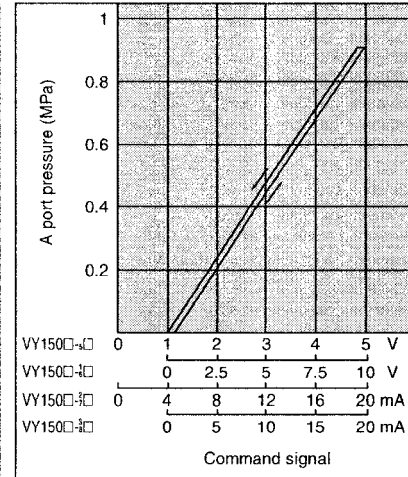
VY1130<sup>0</sup>



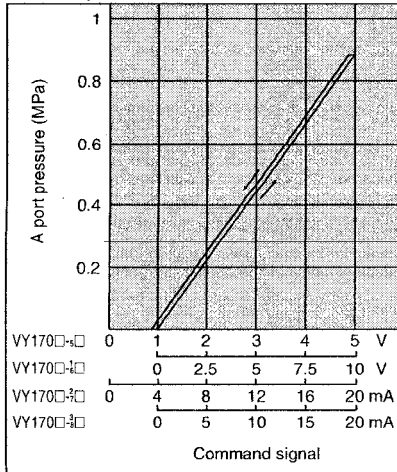
VY140<sup>0</sup>



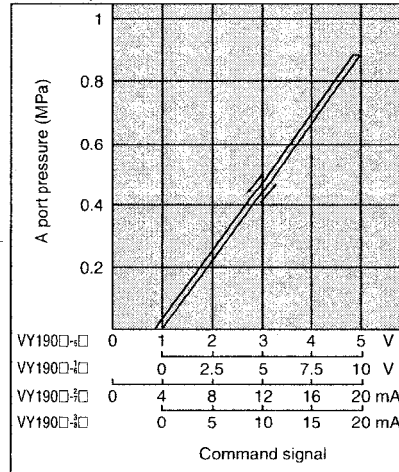
VY150<sup>0</sup>



VY170<sup>0</sup>



VY190<sup>0</sup>



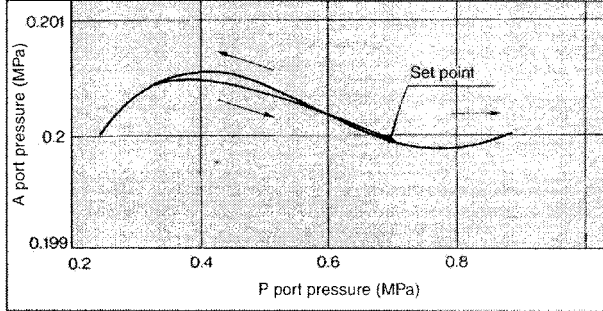
Input signal voltage (current) for starting the operation of a pilot valve VY1D0\* (direct operated) (There is dispersion in the following range.)

Symbol	Input signal	Operation start range
VY1D0□-□**		
Nil, 5	1 to 5 VDC	0.93 to 1.07 VDC
1, 6	0 to 10 VDC	0.01 to 0.1 VDC
2, 7	4 to 20 mA DC	3.7 to 4.3 mA DC
3, 8	0 to 20 mA DC	0.02 to 0.2 mA DC

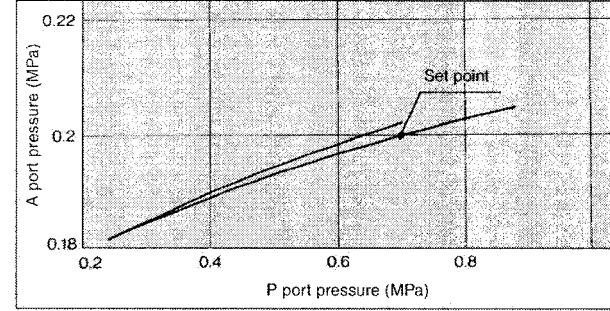
Note) Other body sizes add the dispersion on the above data when the main valve activates.

## Pressure Characteristics

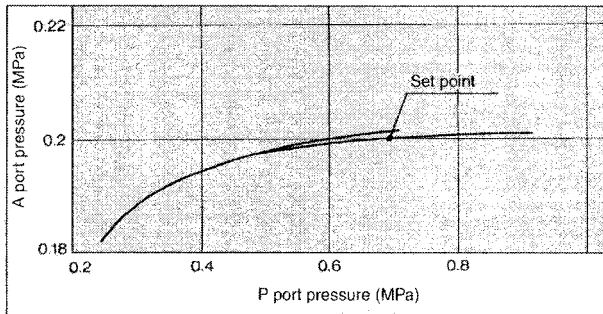
VY1D00



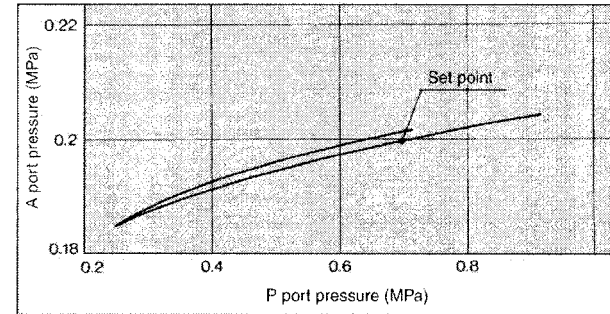
VY1A0<sup>0</sup>/1B0<sup>0</sup>



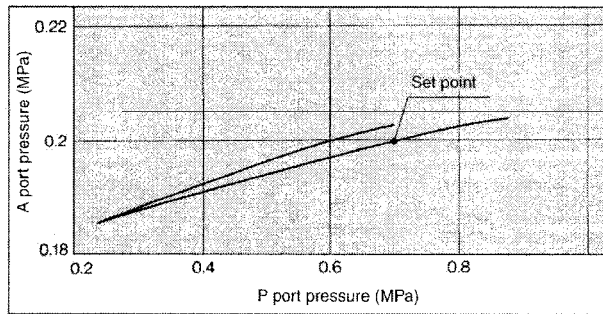
VY11<sup>0</sup>/120<sup>0</sup>



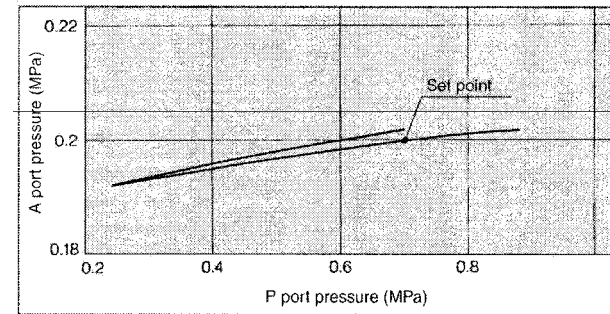
VY130<sup>0</sup>



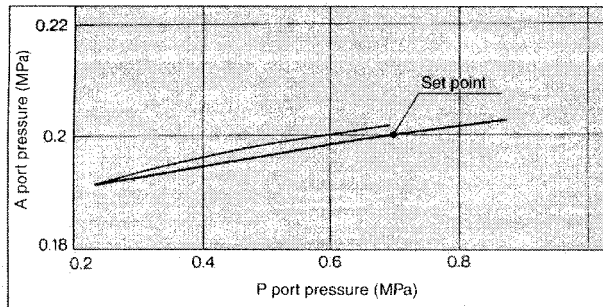
VY140<sup>0</sup>



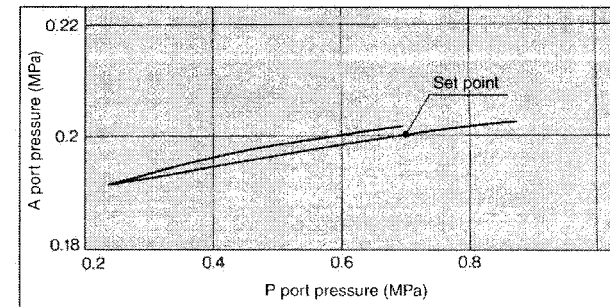
VY150<sup>0</sup>



VY170<sup>0</sup>



VY190<sup>0</sup>



F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

**VY1**

G

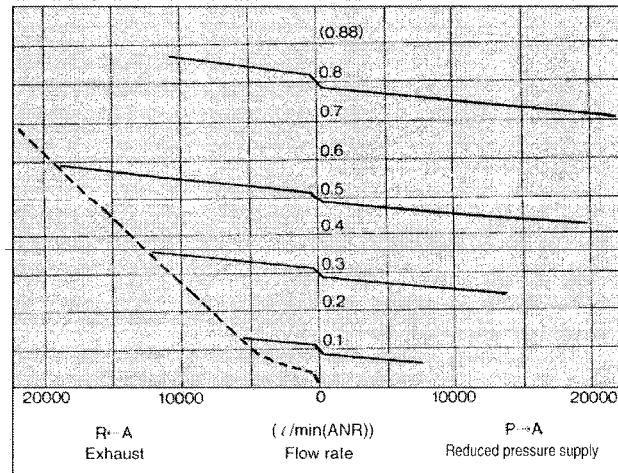
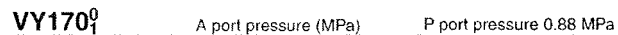
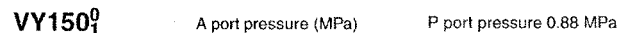
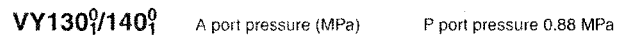
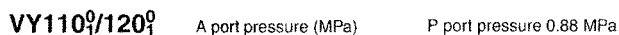
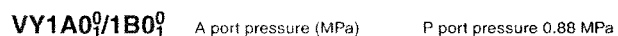
PPA

AL

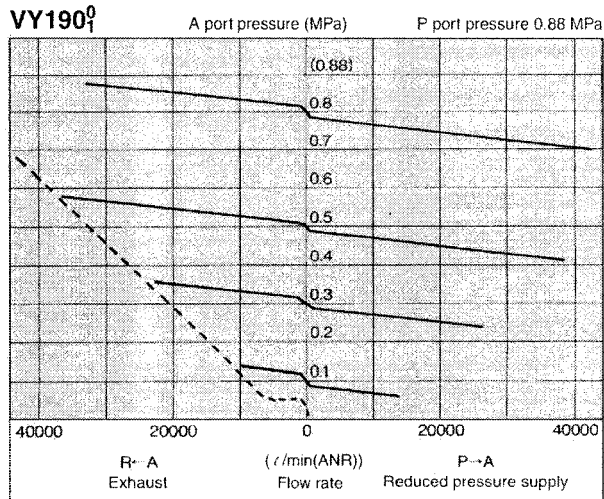


## Characteristics

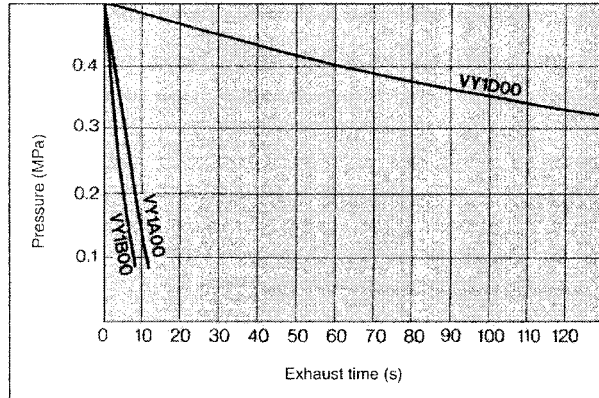
**VY1D00**      A port pressure (MPa)      P port pressure 0.88 MPa



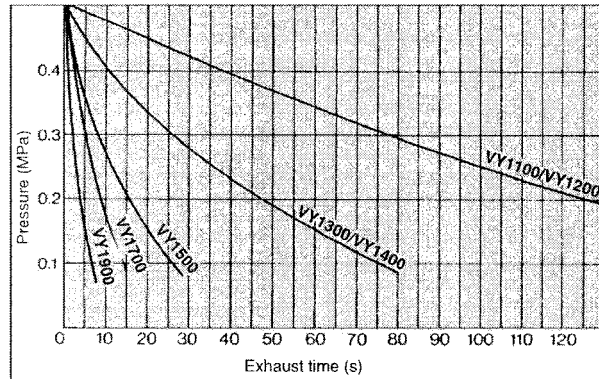




## 2. Exhaust Time from 1000l Tank

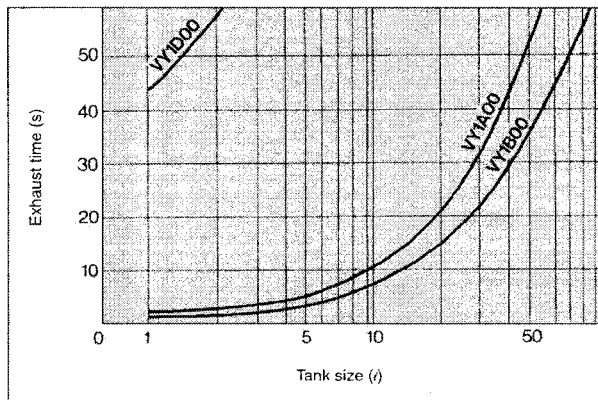


## Exhaust Time from 1000l Tank

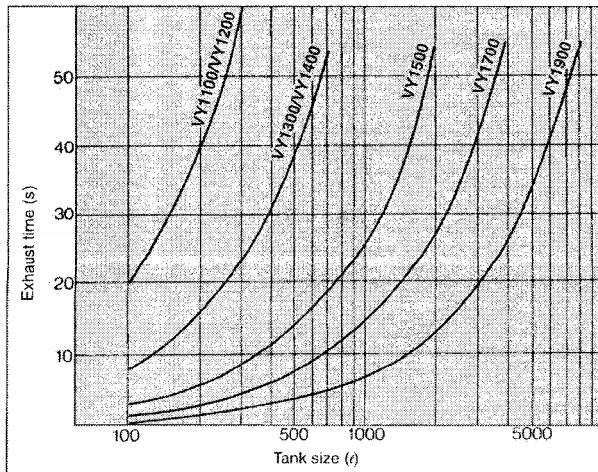


## Exhaust Time

### 1. Exhaust Time from 0.5 MPa to 0.1 MPa



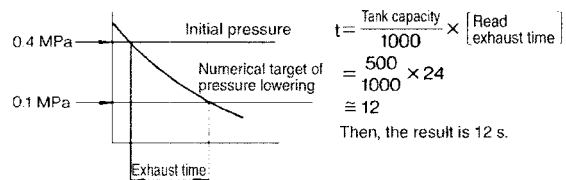
### Exhaust Time from 0.5 MPa to 0.1 MPa



### 3. Exhaust time from optional pressure point

Ex.] Using VY1500, lower the 500 l tank pressure from 0.4 to 0.1.

a) If describing the above graph in accordance with graphs, the exhaust time is read: 27 - 3 = 24 s.



$$t = \frac{\text{Tank capacity}}{1000} \times \left[ \frac{\text{Read exhaust time}}{\text{Numerical target of pressure lowering}} \right]$$

$$= \frac{500}{1000} \times 24$$

$$= 12$$

F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE

VY1

G

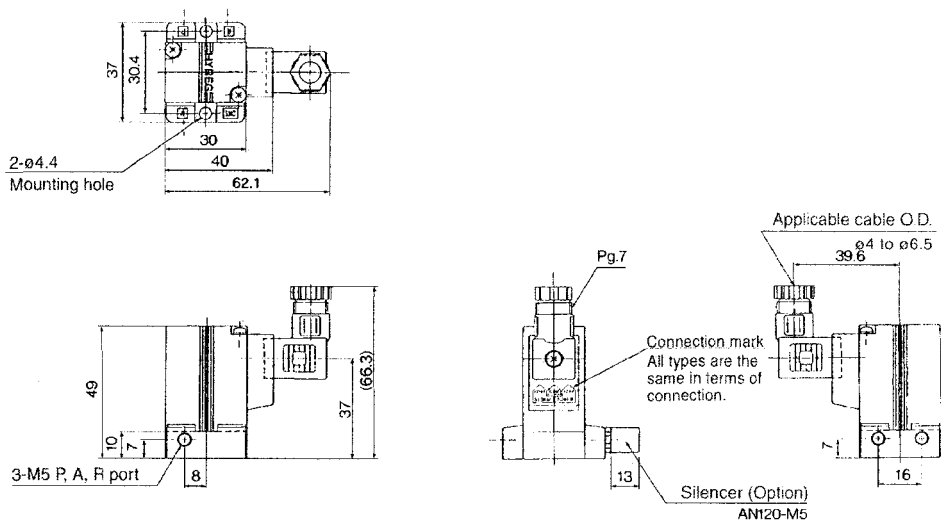
PPA

AL

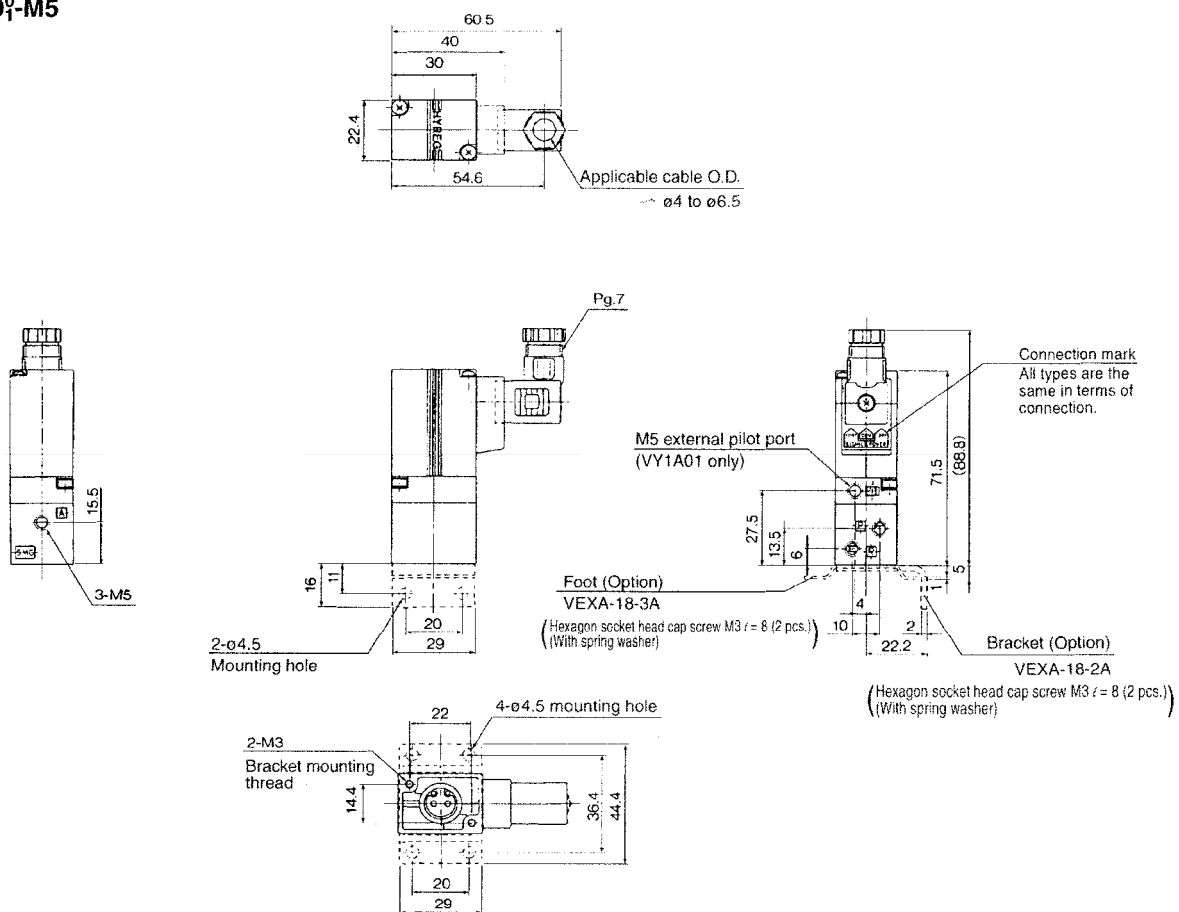
# Series VY1

## Dimensions

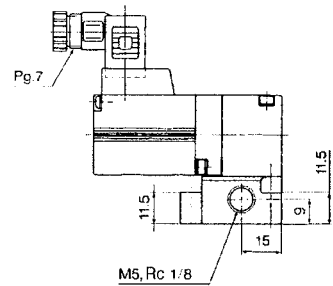
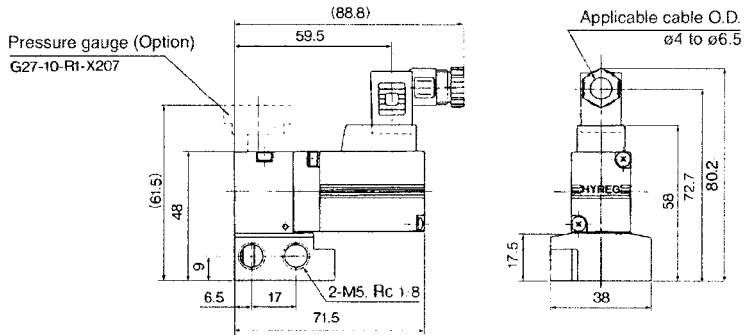
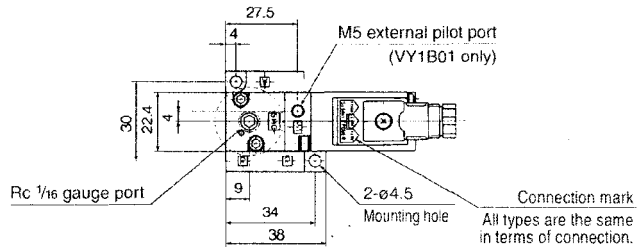
### VY1D00-M5



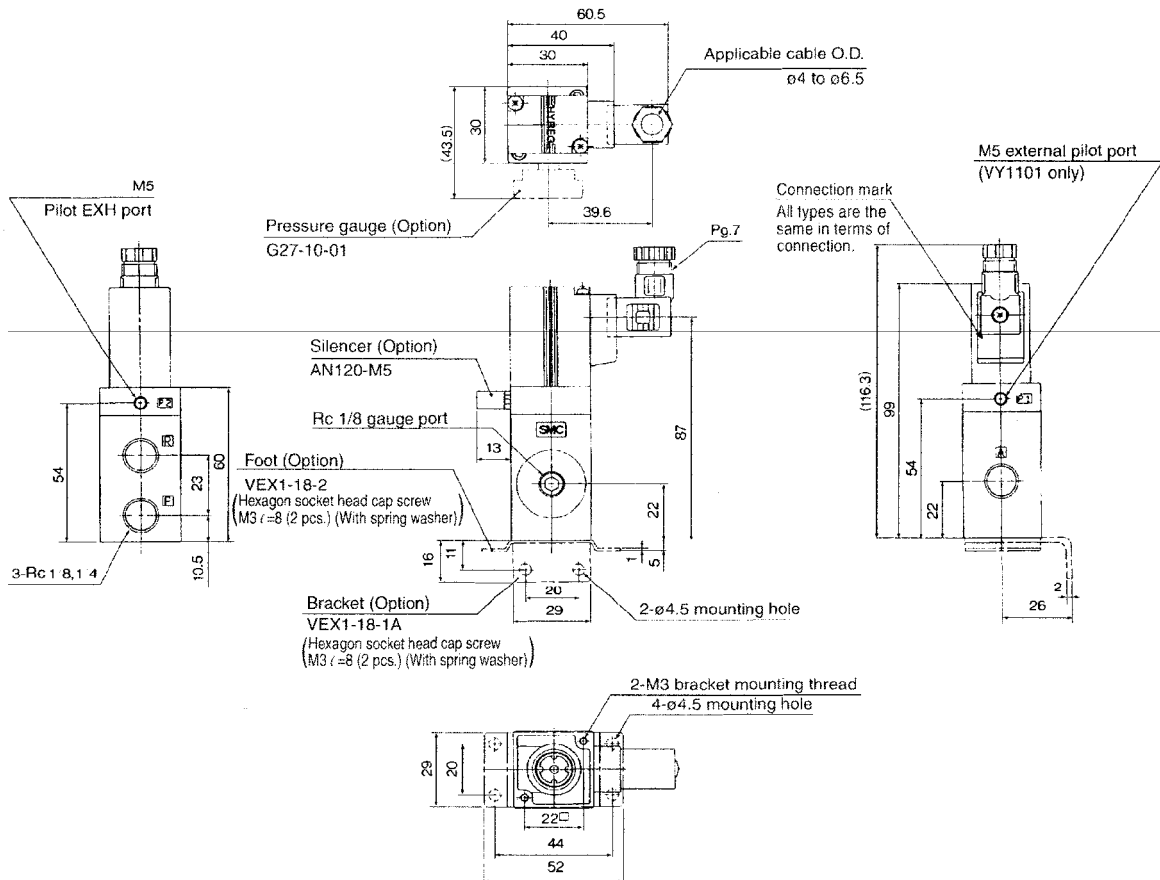
### VY1A01-M5



**VY1B0<sub>1</sub><sup>0</sup>-M<sub>01</sub><sup>5</sup>**



VY110<sup>0</sup><sub>1</sub>-<sup>01</sup><sub>02</sub>

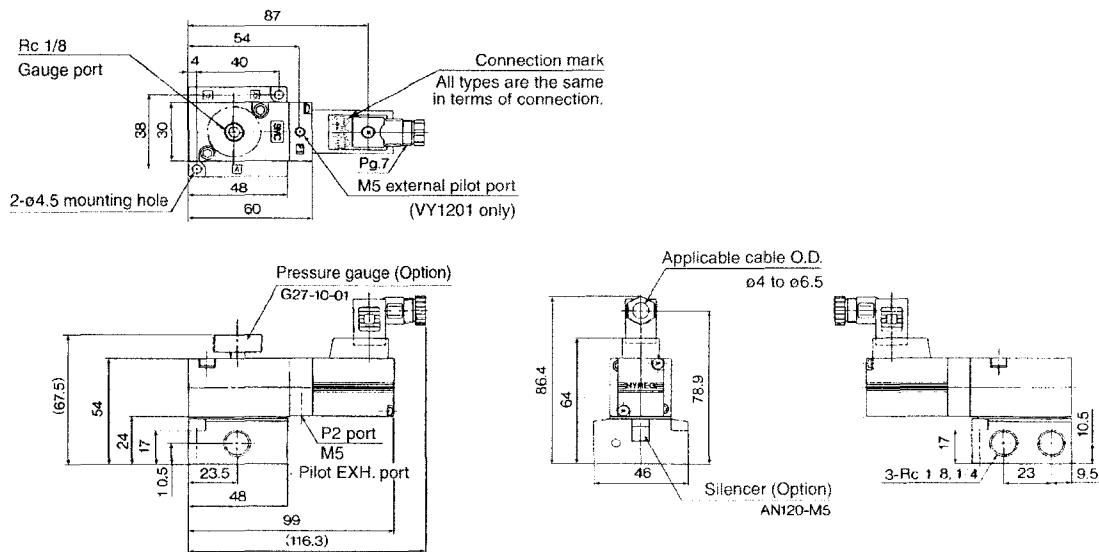


AL

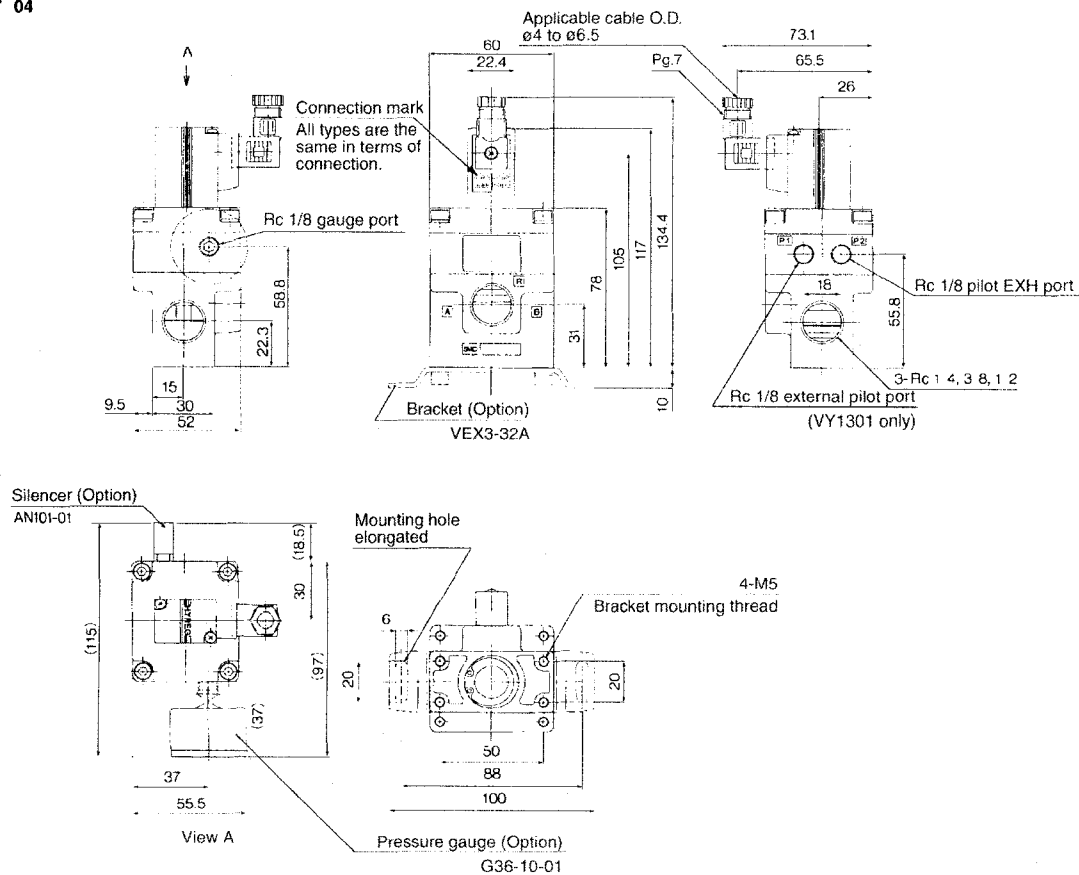
# Series VY1

## Dimensions

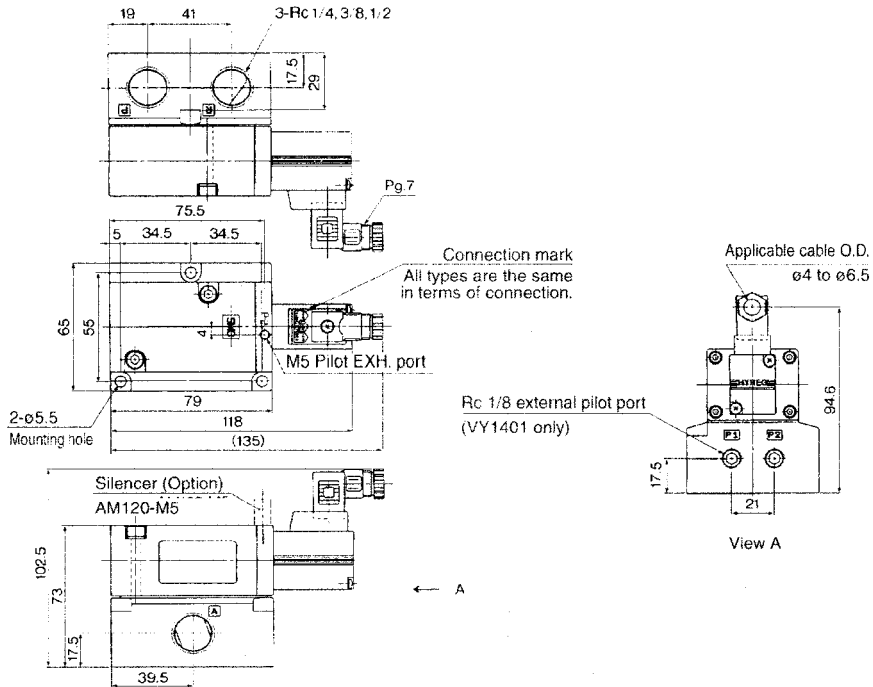
VY120<sup>0.01</sup><sub>1-02</sub>



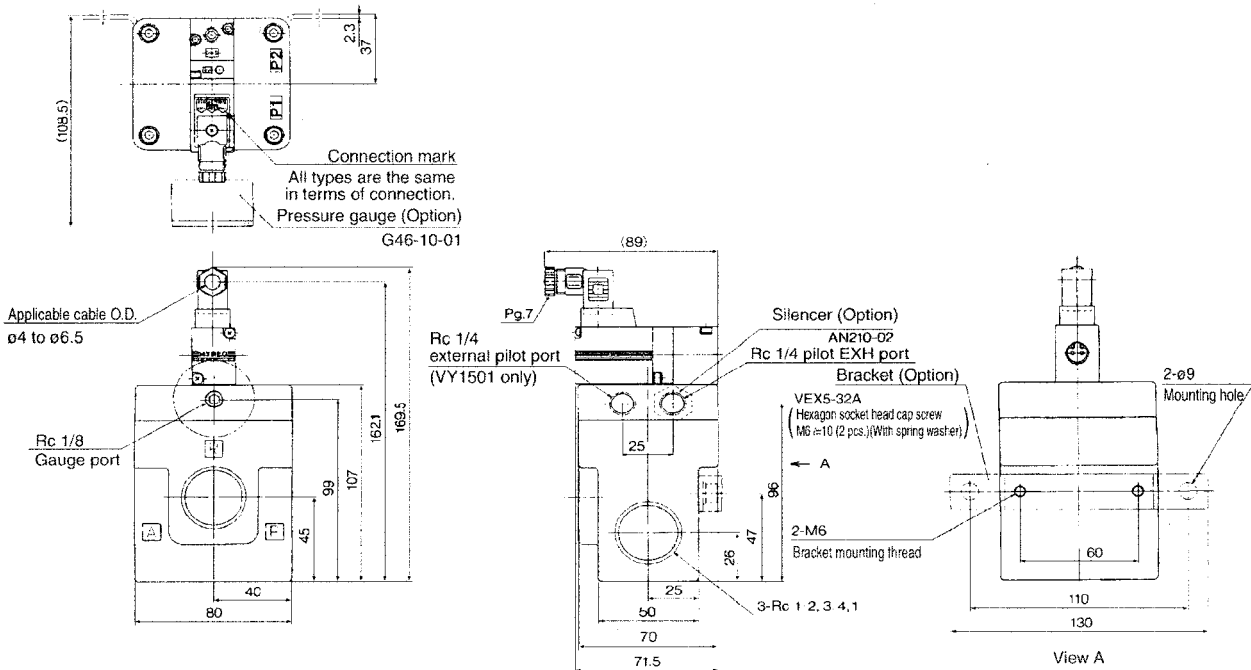
VY130<sup>0.02</sup><sub>1-03</sub>  
04



VY140<sup>0</sup><sub>1</sub>-<sup>02</sup><sub>03</sub><sub>04</sub>



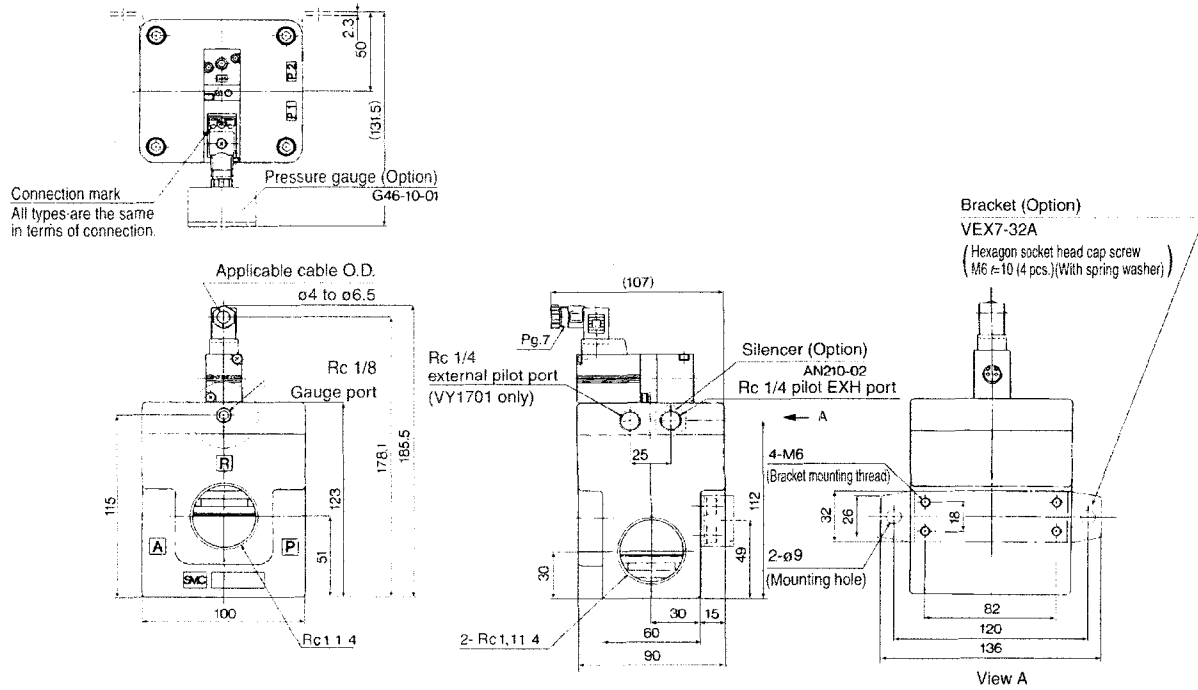
VY150<sup>0</sup><sub>1</sub>-<sup>04</sup><sub>06</sub><sub>10</sub>



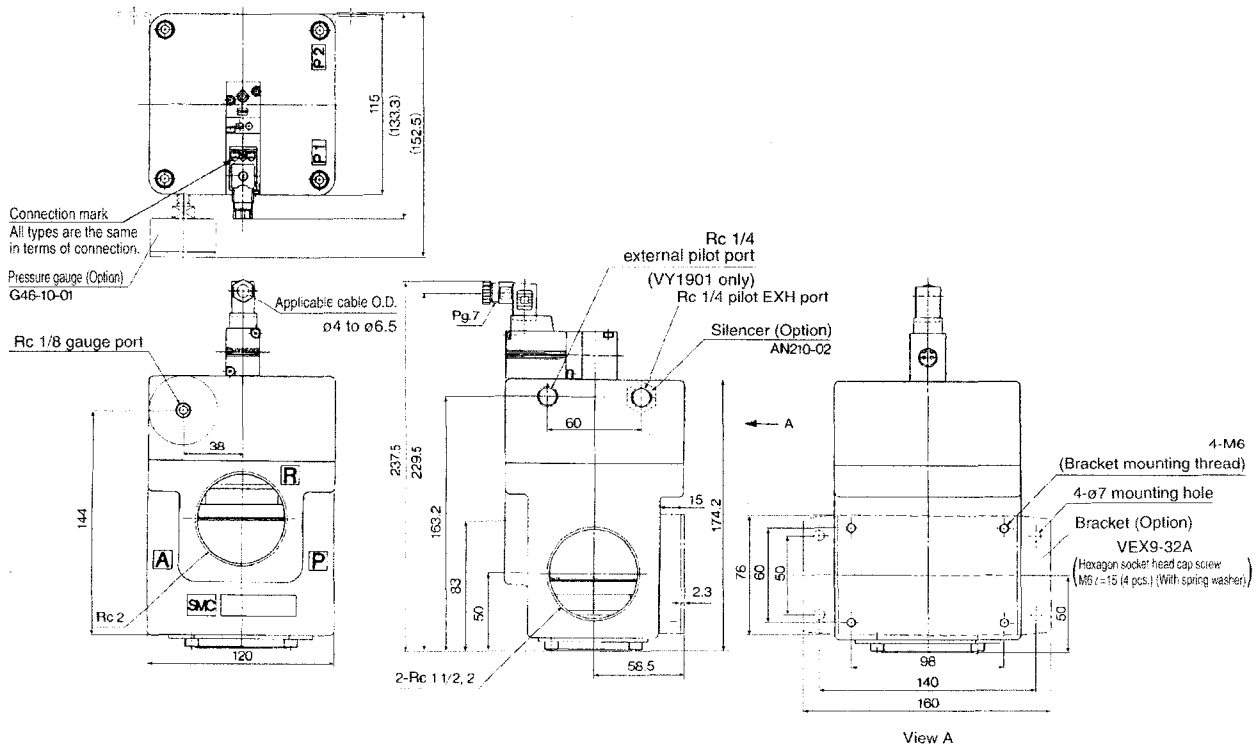
# Series VY1

## Dimensions

VY170<sup>0,10</sup><sub>1-12</sub>



VY190<sup>0,14</sup><sub>1-20</sub>



## ⚠ Precautions

Be sure to read before handling. Refer to pages 14-21-3 to 14-21-4 for Safety Instructions and Common Precautions.

### Piping

#### ⚠ Caution

##### Tightening the fittings and their torque

When screwing fittings into the valves, make sure to tighten them to the proper torque values given below.

##### Tightening Torque when Piping

Connection thread	Applicable torque (N·m)
M5 x 0.8	1.5 to 2 $\approx$ 1/6 rotation
Rc 1/8	7 to 9
Rc 1/4	12 to 14
Rc 3/8	22 to 24
Rc 1/2	28 to 30
Rc 3/4	28 to 30
Rc 1	36 to 38
Rc 1 1/4	40 to 42
Rc 1 1/2	48 to 50
Rc 2	48 to 50

### Air Supply

#### ⚠ Caution

Poor quality air could enhance the spool's sliding resistance and may not achieve the specified properties. Use compressor oil with a minimal generation of oxidants and install a mist separator (SMC's Series AM/AFM). Refer to page 14-14-2.

### Pressure Gauge

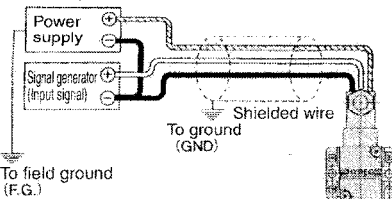
#### ⚠ Caution

For products with pressure gauge, use caution about the durability of a pressure gauge, since it may be affected by the sudden pressure changes during operation.

### Wires to be Used

#### ⚠ Caution

Use 3 core shielded wires measuring 0.5 (mm<sup>2</sup>) for the power supply and signal lines according to the respective number of conductors. When connecting the shielded braided wire, connect it to the ground of the signal generator. As a rule, the electro-pneumatic hybrid regulator should be installed in a location that is free of noise or is shielded. If it must be installed in an environment with poor noise conditions, eliminate the power supply noise by using a line filter, Z-wrap, or a spark killer on the 100 V power supply or signal source line. The length of the power supply and signal lines must be kept as short as possible.



Terminal no.	Details of wire connection
1	Power supply
2	Input signal
3	GND (COMMON)

### How to Use DIN Terminal

#### ⚠ Caution

##### • Wiring procedures

1. Loosen the retaining screw and pull the connector from the solenoid valve terminal block.
2. Remove the retaining screw, insert a flat head screwdriver into the groove below the terminal block and pry it up to separate the terminal block from the housing.
3. Loosen the terminal screws (slot head screws) on the terminal block.  
Then, in accordance with the wiring procedure, insert the cord of the lead wires into the terminals and tighten the terminal screws to secure in place.

##### • Outlet changing procedure

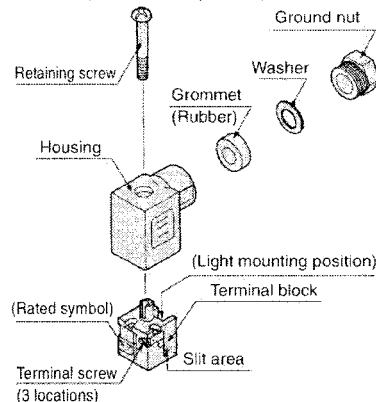
After the terminal block has been separated from its housing, reassemble the housing in the desired direction (in four 90° increments) to change the cord outlet.

##### • Precautions

Kindly insert the connector straight in without tilting it, and pull it out straight.

##### • Applicable wire

Cord external diameter:  $\phi 4$  to  $\phi 6.5$  c.f. 0.5 mm<sup>2</sup> 3 core wire (JIS C 3306 equivalent)



• Connector part no.: VK300-82-1

### Input Signal

#### ⚠ Caution

##### • Input signal when out of operation

There is dispersion in operation start voltage (current) for the input signal. (Refer to page 14-10-7.) If input signal out of operation is exceeding the lower limit of operation start voltage (current), the solenoid valve inside pilot valve starts to activate and may turn to the operation state. Life expectancy of this product is dependant upon the operating time of the solenoid valve inside the pilot valve. Take precautions not to leave in operation state when out of operation.

### Service Life

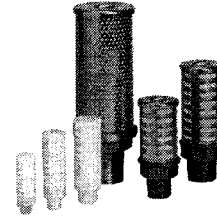
#### ⚠ Caution

Reference time of the service life for the pilot valve part is approximately 4000 to 5000 hours. (when using AF + AFM) Under ultra dried air (dew point -40°C equivalent), the life expectancy may shorten to approximately 3000 hours.

### Related Products:

#### Silencer (Series AN)

- Noise reducing effect: 30 dB or more.
- Large effective area

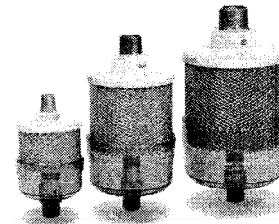


Model	Connection R	Effective area (mm <sup>2</sup> )
AN120	M5 x 0.8	5
AN110	1/8	35
AN200	1/4	35
AN300	3/8	60
AN400	1/2	90
AN500	3/4	160
AN600	1	270
AN700	1 1/4	440
AN800	1 1/2	590
AN900	2	960

• For details, refer to Best Pneumatics Vol. 5.

#### Exhaust cleaner (Series AMC)

- Provides noise reduction and oil mist collecting functions.
- Can also be used in a common piping system.



Model	Connection R	Effective area (mm <sup>2</sup> )	Max. flow capacity (l/min (ANR))
AMC310	3/8	16	300
AMC510	3/4	55	1,000
AMC610	1	165	3,000
AMC810	1 1/2	330	6,000
AMC910	2	550	10,000

- Oil mist recovering efficiency 99.9%
- Noise reduction efficiency 35 dB or more
- For details, refer to Best Pneumatics Vol. 5.

F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

VY1

G

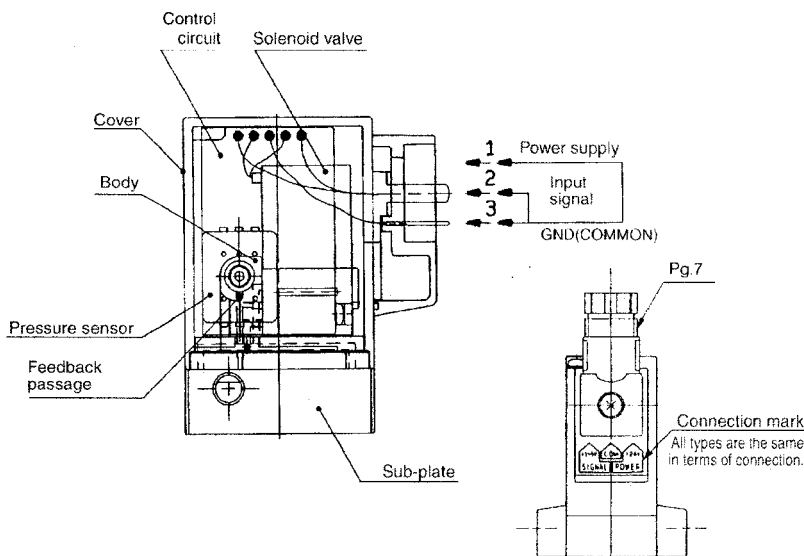
PPA

AL

# Series VY1

## Construction/Working Principle

### VY1D00-M5



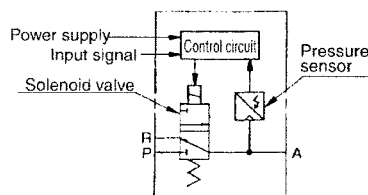
The VY1D00, which is the smallest direct drive, consists of a solenoid, pressure sensor, control circuit, body cover, and a sub plate. The type with sub-plate can be used alone, and the type without sub-plate can also be used as a pilot valve.

### Working principle

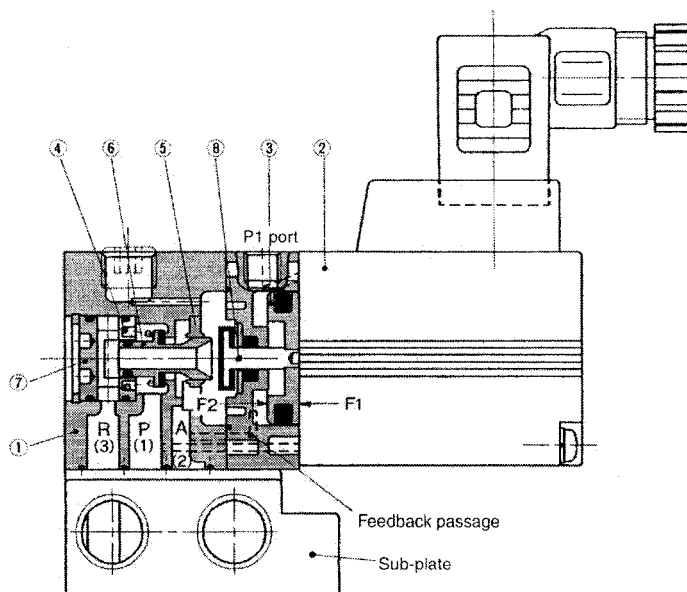
- When the command signal is below 1 VDC, (refer to page 14-10-7) the solenoid valve is inactive, and the port A pressure is zero.
- When a command signal between 1 and 5 VDC is provided, the solenoid is activated.
- The port A pressure is fed back to the control circuit by the pressure sensor.
- The control circuit compares the feedback signal with the size of the command signal that was provided, and:
  - 1) If the feedback signal is smaller, current is supplied to the solenoid valve to raise the port A pressure (from P to A).
  - 2) If the feedback signal is greater, current is not supplied to valve to reduce the port A pressure (from A to R).

\* The above processes 1) and 2) are repeated at high speeds to set the port A pressure.

### Circuit



### VY1A0<sub>1</sub>, VY1B0<sub>1</sub> (Pilot valve: VY1D00-00)



### Working principle

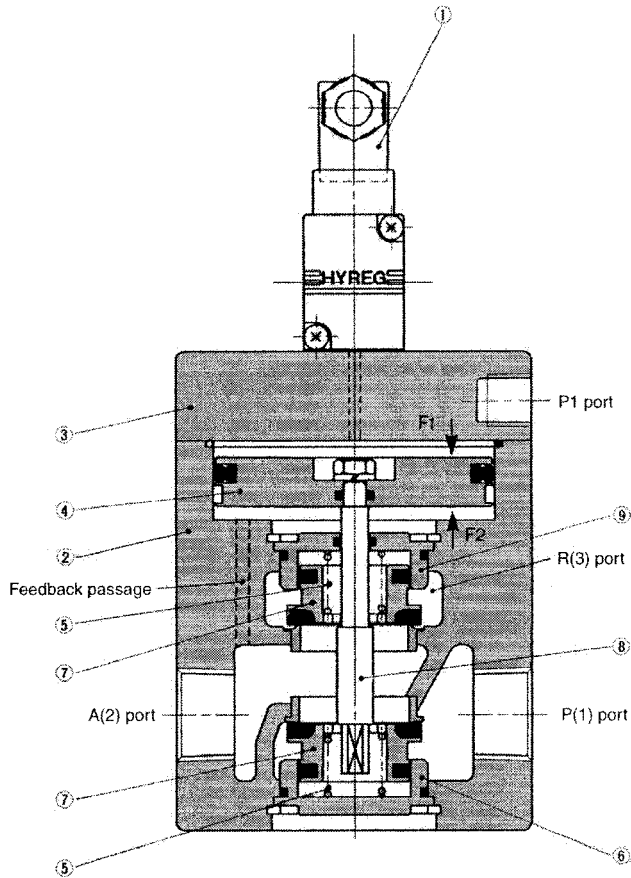
- The supply (P to A) valve of valve ⑥ and the exhaust (A to R) valve close due to the balance between actuating forces F1 and F2. Actuating force F1 is applied to the right surface of pressure regulation piston ③ by the pilot pressure (pilot valve assembly ②: VY1-D00-00), and actuating force F2 is applied to the left surface of the pressure regulation piston by the port and pressure that passes through the feedback passage. Thus, the port A pressure that corresponds to the pilot pressure is established.
- When the port A pressure becomes higher than the pilot pressure, F2 becomes greater than F1. This causes only the pressure regulation piston to move to the right, and the exhaust valve seat to open, allowing the air to be discharged from port A to port R. When the port A pressure drops to reach a balance, the regulator returns to the set state.
- Conversely, if the port A pressure is lower than the pilot pressure, F2 becomes lower than F1. This causes the pressure regulating piston to move the valve to the left, and the supply valve seat to open, allowing the air to be supplied from port P to port A. When the port A pressure balances, the regulator returns to the set state.

### Component Parts

No.	Description	Material
①	Body	Zinc alloy die-casted
②	Pilot valve assembly	—
③	Adjusting piston	Aluminum alloy
④	Spring	Stainless steel
⑤	Valve guide	Stainless steel
⑥	Valve	NBR
⑦	Retainer	Aluminum alloy
⑧	Rod	NBR



VY110<sup>0</sup>, VY120<sup>0</sup>, VY130<sup>0</sup>, VY140<sup>0</sup> (Pilot valve: VY1D00-00)  
 VY150<sup>0</sup>, VY170<sup>0</sup>, VY190<sup>0</sup> (Pilot valve: VY1B00-00)



## Working principle

- The pair of poppet valves ⑦ close due to the balance between actuating forces F1 and F2. Actuating force F1 is applied to the top surface of pressure regulation piston ④ by the pilot pressure (pilot valve assembly ①: VY1<sup>0</sup>00-00), and actuating force F2 is applied to the bottom surface of the piston by the port A pressure that passes through the feedback passage. Thus, the port A pressure that corresponds to the pilot pressure is established. The poppet valve, which maintains a pressure balance with the port A pressure, is backed up by spring ⑤ (refer to the diagram on the left).
- When the port A pressure becomes higher than the pilot pressure, F2 becomes higher than F1. This causes the pressure regulation piston to move upward, and the top poppet valve to open, allowing the air to be discharged from port A to port R. When the port A pressure drops to reach a balance, the regulator returns to the state shown in the diagram to the left.
- Conversely, if the port A pressure is lower than the pilot pressure, F2 becomes less than F1. This causes the pressure regulation piston to move downward, and the lower poppet valve to open, allowing the air to be supplied from port P to port A. When the port A pressure rises to reach a balance, the regulator returns to the state shown in the diagram to the left.

## Component Parts

No.	Description	Material
①	Pilot valve assembly	—
②	Body	Aluminum alloy
③	Cover	Aluminum alloy
④	Adjusting piston	Aluminum alloy
⑤	Spring	Stainless steel
⑥	Valve guide	Aluminum alloy
⑦	Poppet valve	NBR
⑧	Shaft	Stainless steel
⑨	Valve guide	Aluminum alloy

F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

VY1

G

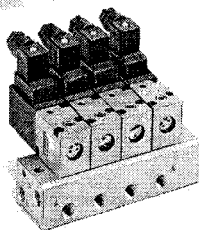
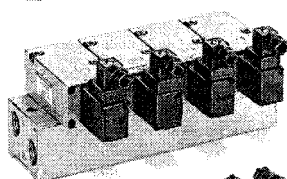
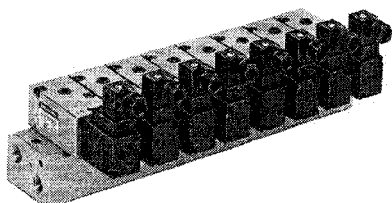
PPA

AL

# E-P HYREG®

## Manifold Specifications

Using the series VVEXB/2/4, a maximum of 10 stations manifold is possible.



### Specifications

Applicable valve	VY1B0 <sub>1</sub>	VY120 <sub>1</sub>	VY140 <sub>1</sub>
Valve stations <sup>(1)</sup>	2 to 10 stations	2 to 8 stations	2 to 6 stations
Passage	Common supply/exhaust		
Pilot type	Internal pilot, Common external pilot <sup>(2)</sup>		
Pilot port size	M5		
Port size P, A, R port	1/8	1/4	1/4, 3/8, 1/2
Blanking plate assembly <sup>(3)</sup>	VEXB-6	VEX1-17	VEX4-5

Note 1) VY1B0<sub>1</sub> 6 stations or more, VY120<sub>1</sub> 5 stations or more, VY140<sub>1</sub> 4 stations or more supply pressure to the P ports on both sides of the manifold and exhaust pressure from the R port on the both sides.

Note 2) When used as a common external pilot, select the internal pilot specification as an applicable valve.

Note 3) Gasket and mounting bolts are equipped.

### How to Order

VVEX B 1 5 01

Piping  
• thread type

NH	Rc
F	G
N	NPT
T	NPTF

Enter the valves and the blank plates to be placed on a manifold in order, starting at the left side of the manifold base (with port A facing you).

Ex.) VVEX2-2-5-02

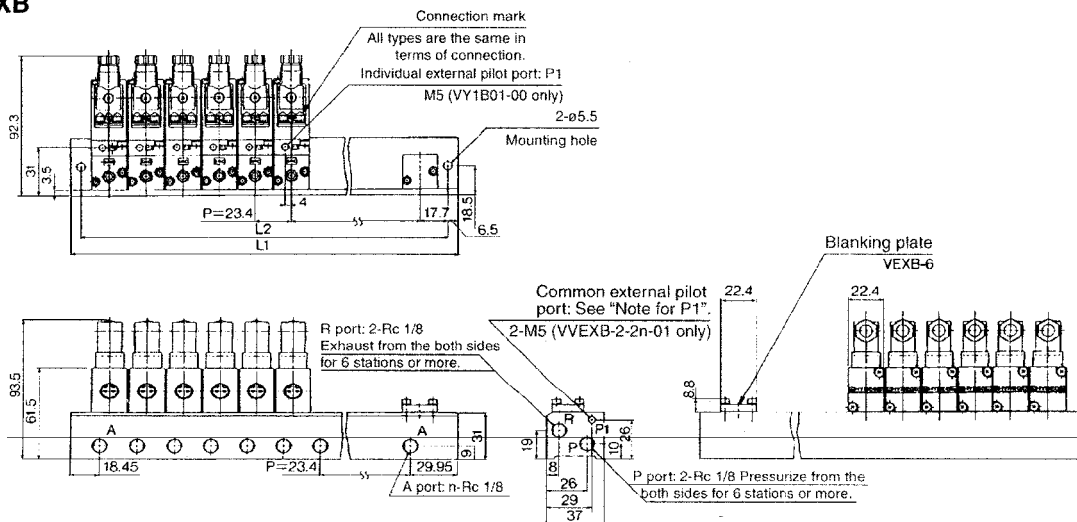
- VY1200-00-G — 4 pcs.
- VEX1-17 — 1 pc.

\* In the case of VVEXB, the "2" in the first digit of the valve station number is a dummy part number.

Body size	Pilot type	Valve stations	Port size
B	For VY1B0 <sub>1</sub>	1 Internal pilot 2 Common external pilot	22 2 stations 210 10 stations
2	For VY120 <sub>1</sub>	1 Internal pilot 2 Common external pilot	2 2 stations 8 8 stations
4	For VY140 <sub>1</sub>	1 Internal pilot 2 Common external pilot	2 2 stations 6 6 stations
			P, R A 1/8 1/4 3/8 1/4 3/8 1/2 3/8

### Dimensions

#### VVEXB



#### Note for P1

Confirm internal pilot or common external pilot by checking whether P1 has a M5 screw or not.

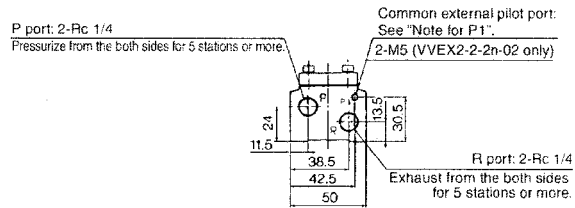
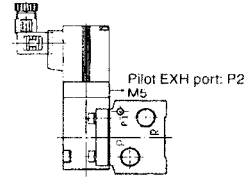
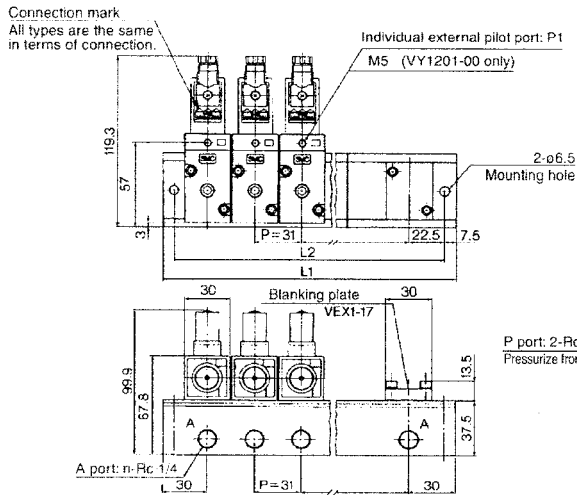
Internal pilot..... P1 has no M5 screw.

Common external pilot..... P1 has an M5 screw.

Dimension	Stations	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L1		71.8	95.2	118.6	142	165.4	188.8	212.2	235.6	259
L2		58.8	82.2	105.6	129	152.4	175.8	199.2	222.6	246

## Dimensions

### VVEX2

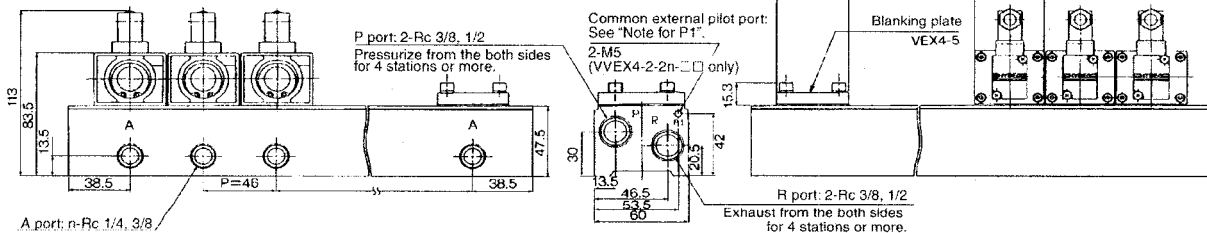
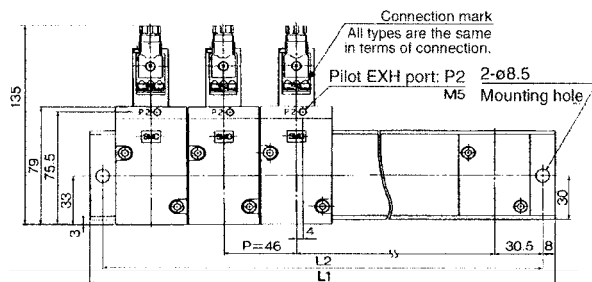


Dimension	Stations	2	3	4	5	6	7	8
L1		91	122	153	184	215	246	277
L2		76	107	138	169	200	231	262

#### Note for P1

Confirm internal pilot or common external pilot by checking whether P1 has a M5 screw or not.  
Internal pilot..... P1 has no M5 screw.  
Common external pilot..... P1 has an M5 screw.

### VVEX4



Dimension	Stations	2	3	4	5	6
L1		123	169	215	261	307
L2		107	153	199	245	291

#### Note for P1

Confirm internal pilot or common external pilot by checking whether P1 has a M5 screw or not.  
Internal pilot..... P1 has no M5 screw.  
Common external pilot..... P1 has an M5 screw.

F.R.L.

AV

AU

AF

AR

IR

VEX

AMR

ITV

IC

VBA

VE□

VY1

G

PPA

AL



# Safety Instructions

These safety instructions are intended to prevent a hazardous situation and/or equipment damage. These instructions indicate the level of potential hazard by labels of "Caution", "Warning" or "Danger". To ensure safety, be sure to observe ISO 4414 <sup>Note 1)</sup>, JIS B 8370 <sup>Note 2)</sup> and other safety practices.

**⚠ Caution :** Operator error could result in injury or equipment damage.

**⚠ Warning :** Operator error could result in serious injury or loss of life.

**⚠ Danger :** In extreme conditions, there is a possible result of serious injury or loss of life.

Note 1) ISO 4414: Pneumatic fluid power--General rules relating to systems.

Note 2) JIS B 8370: General Rules for Pneumatic Equipment

## **⚠ Warning**

### **1. The compatibility of pneumatic equipment is the responsibility of the person who designs the pneumatic system or decides its specifications.**

Since the products specified here are used in various operating conditions, their compatibility for the specific pneumatic system must be based on specifications or after analysis and/or tests to meet your specific requirements. The expected performance and safety assurance will be the responsibility of the person who has determined the compatibility of the system. This person should continuously review the suitability of all items specified, referring to the latest catalog information with a view to giving due consideration to any possibility of equipment failure when configuring a system.

### **2. Only trained personnel should operate pneumatically operated machinery and equipment.**

Compressed air can be dangerous if an operator is unfamiliar with it. Assembly, handling or repair of pneumatic systems should be performed by trained and experienced operators.

### **3. Do not service machinery/equipment or attempt to remove components until safety is confirmed.**

1. Inspection and maintenance of machinery/equipment should only be performed once measures to prevent falling or runaway of the driver objects have been confirmed.
2. When equipment is to be removed, confirm the safety process as mentioned above. Cut the supply pressure for this equipment and exhaust all residual compressed air in the system.
3. Before machinery/equipment is restarted, take measures to prevent shooting-out of cylinder piston rod, etc.

### **4. Contact SMC if the product is to be used in any of the following conditions:**

1. Conditions and environments beyond the given specifications, or if product is used outdoors.
2. Installation on equipment in conjunction with atomic energy, railway, air navigation, vehicles, medical equipment, food and beverages, recreation equipment, emergency stop circuits, clutch and brake circuits in press applications, or safety equipment.
3. An application which has the possibility of having negative effects on people, property, or animals, requiring special safety analysis.



# Common Precautions

Be sure to read before handling.

For detailed precautions on every series, refer to main text.

## Selection

### Warning

#### 1. Confirm the specifications.

Products represented in this catalog are designed for use in compressed air applications only (including vacuum), unless otherwise indicated.

Do not use the product outside their design parameters.

Please contact SMC when using the products in applications other than compressed air (including vacuum).

## Mounting

### Warning

#### 1. Instruction manual

Install the products and operate them only after reading the instruction manual carefully and understanding its contents. Also keep the manual where it can be referred to as necessary.

#### 2. Securing the space for maintenance

When installing the products, please allow access for maintenance.

#### 3. Tightening torque

When installing the products, please follow the listed torque specifications.

## Piping

### Caution

#### 1. Before piping

Make sure that all debris, cutting oil, dust, etc., are removed from the piping.

#### 2. Wrapping of pipe tape

When screwing piping or fittings into ports, ensure that chips from the pipe threads or sealing material do not get inside the piping. Also, when the pipe tape is used, leave 1.5 to 2 thread ridges exposed at the end of the threads.

## Air Supply

### Warning

#### 1. Operating fluid

Please consult with SMC when using the product in applications other than compressed air (including vacuum).

Regarding products for general fluid, please ask SMC about applicable fluids.

#### 2. Install an air dryer, aftercooler, etc.

Excessive condensate in a compressed air system may cause valves and other pneumatic equipment to malfunction. Installation of an air dryer, after cooler etc. is recommended.

#### 3. Drain flushing

If condensate in the drain bowl is not emptied on a regular basis, the bowl will overflow and allow the condensate to enter the compressed air lines.

If the drain bowl is difficult to check and remove, it is recommended that a drain bowl with the auto-drain option be installed.

For compressed air quality, refer to "Air Preparation Equipment" catalog.

#### 4. Use clean air

If the compressed air supply is contaminated with chemicals, synthetic materials, corrosive gas, etc., it may lead to break down or malfunction.

## Operating Environment

### Warning

#### 1. Do not use in environments where the product is directly exposed to corrosive gases, chemicals, salt water, water or steam.

#### 2. Do not expose the product to direct sunlight for an extended period of time.

#### 3. Do not use in a place subject to heavy vibrations and/or shocks.

#### 4. Do not mount the product in locations where it is exposed to radiant heat.

## Maintenance

### Warning

#### 1. Maintenance procedures are outlined in the operation manual.

Not following proper procedures could cause the product to malfunction and could lead to damage to the equipment or machine.

#### 2. Maintenance work

If handled improperly, compressed air can be dangerous.

Assembly, handling and repair of pneumatic systems should be performed by qualified personnel only.

#### 3. Drain flushing

Remove drainage from air filters regularly. (Refer to the specifications.)

#### 4. Shut-down before maintenance

Before attempting any kind of maintenance make sure the supply pressure is shut off and all residual air pressure is released from the system to be worked on.

#### 5. Start-up after maintenance and inspection

Apply operating pressure and power to the equipment and check for proper operation and possible air leaks. If operation is abnormal, please verify product set-up parameters.

#### 6. Do not make any modifications to the product.

Do not take the product apart.

# Quality Assurance Information (ISO 9001, ISO 14001)

## Reliable quality of products in the global market

To enable our customers throughout the world to use our products with even greater confidence, SMC has obtained certification for international standards "ISO 9001" and "ISO 14001", and created a complete structure for quality assurance and environmental controls. SMC products pursue to meet its customers' expectations while also considering company's contribution in society.

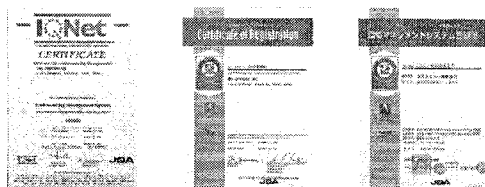
### Quality management system ISO 9001

This is an international standard for quality control and quality assurance. SMC has obtained a large number of certifications in Japan and overseas, providing assurance to our customers throughout the world.

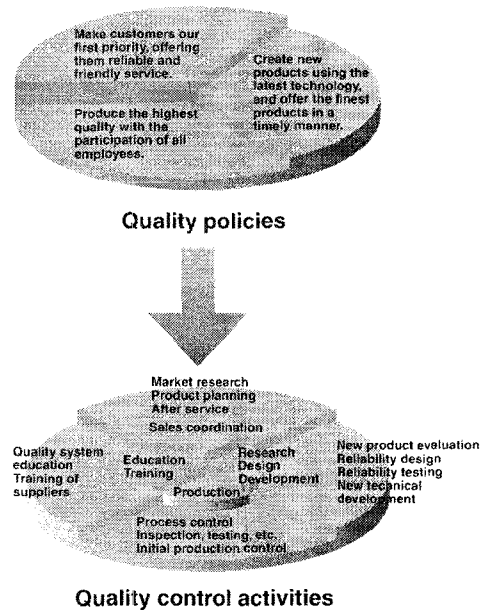


### Environmental management system ISO 14001

This is an international standard related to environmental management systems and environmental inspections. While promoting environmentally friendly automation technology, SMC is also making diligent efforts to preserve the environment.

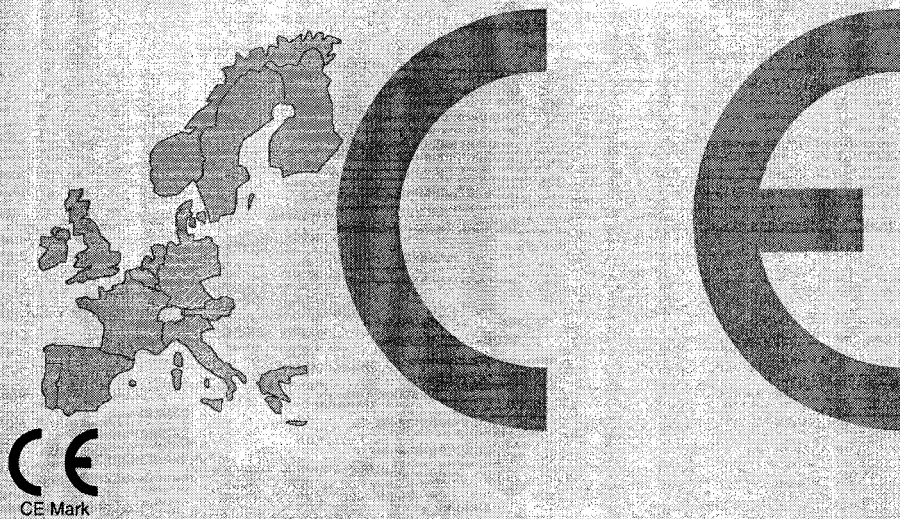


### SMC's quality control system



# SMC Product Conforming to Inter

SMC products complying with EN/ISO, CSA/UL standards are supporting



The CE mark indicates that machines and components meet essential requirements of all the EC Directives applied.

It has been obligatory to apply CE marks indicating conformity with EC Directives when machines and components are exported to the member Nations of the EU.

Once "A manufacturer himself" declares a product to be safe by means of CE marking (declaration of conformity by manufacturer), free distribution inside the member Nations of the EU is permissible.

## ■ CE Mark

SMC provides CE marking to products to which EMC and Low Voltage Directives have been applied, in accordance with CETOP (European hydraulics and pneumatics committee) guide lines.

## ■ As of February 1998, the following 18 countries will be obliged to conform to CE mark legislation

Iceland, Ireland, United Kingdom, Italy, Austria, Netherlands, Greece, Liechtenstein, Sweden, Spain, Denmark, Germany, Norway, Finland, France, Belgium, Portugal, Luxembourg.

## ■ EC Directives and Pneumatic Components

### • Machinery Directive

The Machinery Directive contains essential health and safety requirements for machinery, as applied to industrial machines e.g. machine tools, injection molding machines and automatic machines. Pneumatic equipment is not specified in Machinery Directive. However, the use of SMC products that are certified as conforming to EN Standards, allows customers to simplify preparation work of the Technical Construction File required for a Declaration of Conformity.

### • Electromagnetic Compatibility (EMC) Directive

The EMC Directive specifies electromagnetic compatibility. Equipment which may generate electromagnetic interference or whose function may be compromised by electromagnetic interference is required to be immune to electromagnetic affects (EMS/immunity) without emitting excessive electromagnetic affects (EMI/emission).

### • Low Voltage Directive

This directive is applied to products, which operate above 50 VAC to 1000 VAC and 75 VDC to 1500 VDC operating voltage, and require electrical safety measures to be introduced.

### • Simple Pressure Vessels Directive

This directive is applied to welded vessels whose maximum operating pressure (PS) and volume of vessel (V) exceed 50 bar/L. Such vessels require EC type examination and then CE marking.



# national Standards

you to comply with EC directives and CSA/UL standards.



## ■ CSA Standards & UL Standards

UL and CSA standards have been applied in North America (U.S.A. and Canada) symbolizing safety of electric products, and are defined to mainly prevent danger from electric shock or fire, resulting from trouble with electric products. Both UL and CSA standards are acknowledged in North America as the first class certifying body. They have a long experience and ability for issuing product safety certificate. Products approved by CSA or UL standards are accepted in most states and governments beyond question.

Since CSA is a test certifying body as the National Recognized Testing Laboratory (NRTL) within the jurisdiction of Occupational Safety and Health Administration (OSHA), SMC was tested for compliance with CSA Standards and UL Standards at the same time and was approved for compliance with the two Standards. The above CSA NRTL/C logo is described on a product label in order to indicate that the product is approved by CSA and UL Standards.

## ■ TSSA (MCCR) Registration Products

TSSA is the regulation in Ontario State, Canada. The products that the operating pressure is more than 5 psi (0.03 MPa) and the piping size is bigger than 1 inch. fall into the scope of TSSA regulation.

## Products conforming to CE Standard



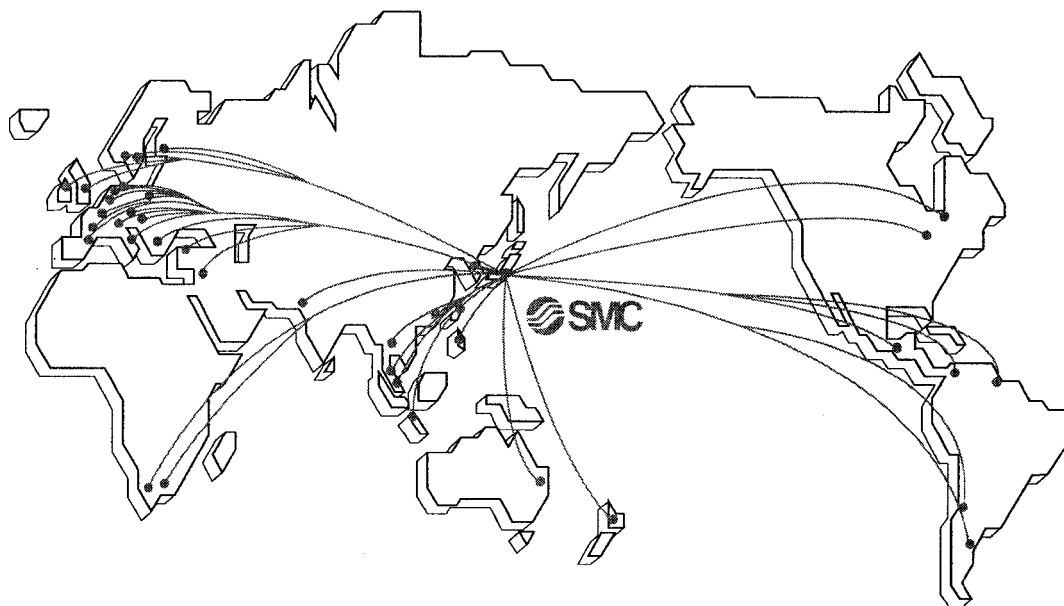
With CE symbol for simple visual recognition

In this catalog each accredited product series is indicated with a CE mark symbol. However, in some cases, every available models may not meet CE compliance. Please visit our web site for the latest selection of available models with CE mark.

<http://www.smcworld.com>



# SMC's Global Service Network



## America

**U.S.A. SMC Corporation of America**  
3011 North Franklin Road Indianapolis, IN 46226, U.S.A.  
TEL: 317-899-4440 FAX: 317-899-3102

**CANADA SMC Pneumatics (Canada) Ltd.**  
6768 Financial Drive Mississauga, Ontario, L5N 7J6 Canada  
TEL: 905-812-0400 FAX: 905-812-8686

**MEXICO SMC Corporation (Mexico), S.A. DE C.V.**  
Carr. Silao-Trejo K.M. 2.5 S/N, Predio San Jose del Duranzo  
C.P. 36100, Silao, Gto., Mexico  
TEL: 472-72-2-55-00 FAX: 472-72-2-59-44/2-59-46

**CHILE SMC Pneumatics (Chile) S.A.**  
Av. La Montaña 1,115 km. 16,5 P. Norte Parque  
Industrial Valle Grande, Lampa Santiago, Chile  
TEL: 02-270-8600 FAX: 02-270-8601

**ARGENTINA SMC Argentina S.A.**  
Teodoro Garcia 3860 (1427) Buenos Aires, Argentina  
TEL: 011-4555-5762 FAX: 011-4555-5762

**BOLIVIA SMC Pneumatics Bolivia S.R.L.**  
Avenida Beni Numero 4665  
Santa Cruz de la Sierra-Casilla de Correo 2281, Bolivia  
TEL: 591-3-3428383 FAX: 591-3-3449900

**VENEZUELA SMC Neumatica Venezuela S.A.**  
Apartado 40152, Avenida Nueva Granada, Edificio Wanlac,  
Local 5, Caracas 1040-A, Venezuela  
TEL: 2-632-1310 FAX: 2-632-3871

**PERU (Distributor) IMPECO Automatizacion Industrial S.A.**  
AV. Canevaro 752, Lince, Lima, Peru  
TEL: 1-471-6002 FAX: 1-471-0935

**URUGUAY (Distributor) BAKO S.A.**  
Galicia 1650 esq. Gaboto C.P. 11200, Montevideo, Uruguay  
TEL: 2-401-6603 FAX: 2-409-4306

**BRAZIL SMC Pneumaticos Do Brasil Ltda.**  
Rua. Dra. Maria Fidelis, nr. 130, Jardim Piraporinha-Diadema S.P.  
CEP: 09950-350, Brasil  
TEL: 11-4051-1177 FAX: 11-4071-6636

**COLOMBIA (Distributor) Airmatic Ltda.**  
Calle 18 69-05 Apart. Aereo 081045 Santa Fe de Bogotá, Colombia  
TEL: 1-424-9240 FAX: 1-424-9260

## Europe

**U.K. SMC Pneumatics (U.K.) Ltd.**  
Vincent Avenue, Crownhill, Milton Keynes, MK8 0AN, Buckinghamshire, U.K.  
TEL: 01908-563888 FAX: 01908-561185

**GERMANY SMC Pneumatik GmbH**  
Boschring 13-15 D-63329 Egelsbach, Germany  
TEL: 06103-4020 FAX: 06103-402139

**ITALY SMC Italia S.p.A.**  
Via Garibaldi 62 I-20061 Carugate Milano, Italy  
TEL: 02-9271365 FAX: 02-9271365

**FRANCE SMC Pneumatique S.A.**  
1 Boulevard de Strasbourg, Parc Gustave Eiffel, Bussy Saint Georges, F-77600  
Marne La Vallee Cedex 3 France  
TEL: 01-64-76-10-00 FAX: 01-64-76-10-10

**SWEDEN SMC Pneumatics Sweden AB**  
Ekhagsvägen 29-31, S-141 05 Huddinge, Sweden  
TEL: 08-603-07-00 FAX: 08-603-07-10

**SWITZERLAND SMC Pneumatik AG**  
Dorfstrasse 7, Postfach 117, CH-8484 Weisslingen, Switzerland  
TEL: 052-396-3131 FAX: 052-396-3191

**AUSTRIA SMC Pneumatik GmbH (Austria)**  
Girakstrasse 8, A-2100 Korneuburg, Austria  
TEL: 0-2262-6228-0 FAX: 0-2262-62285

**SPAIN SMC España, S.A.**  
Zuazobidea 14 Pol. Ind. Jundiz 01015 Vitoria, Spain  
TEL: 945-184-100 FAX: 945-184-510

**IRELAND SMC Pneumatics (Ireland) Ltd.**  
2002 Citywest Business Campus, Naas Road, Saggart, Co. Dublin, Ireland  
TEL: 01-403-9000 FAX: 01-466-0385

**NETHERLANDS (Associated company) SMC Pneumatics BV**  
De Ruyterkade 120, NL-1011 AB Amsterdam, Netherlands  
TEL: 020-5318888 FAX: 020-5318880

**GREECE (Distributor) S. Parianopoulos S.A.**  
7, Konstantinoupolos Street 11855 Athens, Greece  
TEL: 01-3426076 FAX: 01-3455578

**DENMARK SMC Pneumatik A/S**  
Knudsmide 4 B DK-8300  
Odder, Denmark  
TEL: 70252900 FAX: 70252901

## Europe

FINLAND SMC Pneumatics Finland OY  
PL72, Tiistintie 4, SF-02231 ESP00, Finland  
TEL: 09-8595-80 FAX: 09-8595-8595

NORWAY SMC Pneumatics Norway A/S  
Vollsveien 13C, Granfoss Næringspark N-1366 LYSAKER, Norway  
TEL: 67-12-90-20 FAX: 67-12-90-21

BELGIUM (Distributor) SMC Pneumatics N.V./S.A.  
Nijverheidsstraat 20 B-2160 Wommelgem Belgium  
TEL: 03-355-1464 FAX: 03-355-1466

POLAND SMC Industrial Automation Polska Sp.z.o.o.  
ul. Konstruktorska 11A, PL-02-673 Warszawa, Poland  
TEL: 022-548-5085 FAX: 022-548-5087

TURKEY (Distributor) Entek Pneumatik San.ve Tic. Ltd. Sti  
Perpa Tic. Merkezi Kat:11 No.1625 80270 Okmeydanı Istanbul, Türkiye  
TEL: 0212-221-1512 FAX: 0212-221-1519

RUSSIA SMC Pneumatik LLC.  
36/40 Sredny prospect V.O. St. Petersburg 199004, Russia  
TEL: 812-118-5445 FAX: 812-118-5449

CZECH SMC Industrial Automation CZ s.r.o.  
Hudcova 78a, CZ-61200 Brno, Czech Republic  
TEL: 05-4121-8034 FAX: 05-4121-8034

HUNGARY SMC Hungary Ipari Automatizálási Kft.  
Budafoki út 107-113 1117 Budapest  
TEL: 01-371-1343 FAX: 01-371-1344

ROMANIA SMC Romania S.r.l.  
Str. Frunzei, Nr. 29, Sector 2, Bucharest, Romania  
TEL: 01-3205111 FAX: 01-3261489

SLOVAKIA SMC Priemyselná automatizácia, s.r.o.  
Nova 3, SK-83103 Bratislava  
TEL: 02-4445-6725 FAX: 02-4445-6028

SLOVENIA SMC Industrijska Avtomatila d.o.o.  
Grajski trg 15, SLO- 8360 Zuzembek, Slovenia  
TEL: 07388-5240 FAX: 07388-5249

LATVIA SMC Pneumatics Latvia SIA  
Šmerļa ielā 1-705, Rīga LV-1006  
TEL: 777 94 74 FAX: 777 94 75

SOUTH AFRICA (Distributor) Hyflo Southern Africa (Pty.) Ltd.  
P.O.Box 240 Paardenland 7420 South Africa  
TEL: 021-511-7021 FAX: 021-511-4456

EGYPT (Distributor) Saadani Trading & Ind. Services  
15 Sebaai Street, Miami 21411 Alexandria, Egypt  
TEL: 3-548-50-34 FAX: 3-548-50-34

## Oceania/Asia

AUSTRALIA SMC Pneumatics (Australia) Pty.Ltd.  
14-18 Hudson Avenue Castle Hill NSW 2154, Australia  
TEL: 02-9354-8222 FAX: 02-9894-5719

NEW ZEALAND SMC Pneumatics (New Zealand) Ltd.  
8C Sylvia Park Road Mt.Wellington Auckland, New Zealand  
TEL: 09-573-7007 FAX: 09-573-7002

TAIWAN SMC Pneumatics (Taiwan) Co.,Ltd.  
17, Lane 205, Nansan Rd., Sec.2, Luzhu-Hsiang, Taoyuan-Hsien, TAIWAN  
TEL: 03-322-3443 FAX: 03-322-3387

HONG KONG SMC Pneumatics (Hong Kong) Ltd.  
29/F, Clifford Centre, 778-784 Cheung, Sha Wan Road, Lai Chi Kok, Kowloon, Hong Kong  
TEL: 2744-0121 FAX: 2785-1314

SINGAPORE SMC Pneumatics (S.E.A.) Pte. Ltd.  
89 Tuas Avenue 1, Jurong Singapore 639520  
TEL: 6861-0888 FAX: 6861-1889

PHILIPPINES SHOKETSU SMC Corporation  
Unit 201 Common Goal Tower, Madrigal Business Park,  
Ayala Alabang Muntinlupa, Philippines  
TEL: 02-8090565 FAX: 02-8090586

MALAYSIA SMC Pneumatics (S.E.A.) Sdn. Bhd.  
Lot 36 Jalan Delima 1/1, Subang Hi-Tech Industrial Park, Batu 3 40000 Shah Alam  
Selangor, Malaysia  
TEL: 03-56350590 FAX: 03-56350602

SOUTH KOREA SMC Pneumatics Korea Co., Ltd.  
Woolim e-BIZ Center (Room 1008), 170-5, Guro-Dong, Guro-Gu,  
Seoul, 152-050, South Korea  
TEL: 02-3219-0700 FAX: 02-3219-0702

CHINA SMC (China) Co., Ltd.  
7 Wan Yuan St. Beijing Economic & Technological Development Zone 100176, China  
TEL: 010-67882111 FAX: 010-67881837

THAILAND SMC Thailand Ltd.  
134/6 Moo 5, Tiwanon Road, Bangkok, Amphur Muang, Patumthani 12000, Thailand  
TEL: 02-963-7099 FAX: 02-501-2937

INDIA SMC Pneumatics (India) Pvt. Ltd.  
D-107 to 112, Phase-2, Extension, Noida, Dist. Gautam Budh Nagar,  
U.P. 201 305, India  
TEL: (0120)-4568730 FAX: 0120-4568933

INDONESIA (Distributor) P.T. Riyadi Putera Makmur  
Jalan Hayam Wuruk Komplek Glodok Jaya No. 27-28 Jakarta 11180 Indonesia  
TEL: 021-625 5548 FAX: 021-625 5888

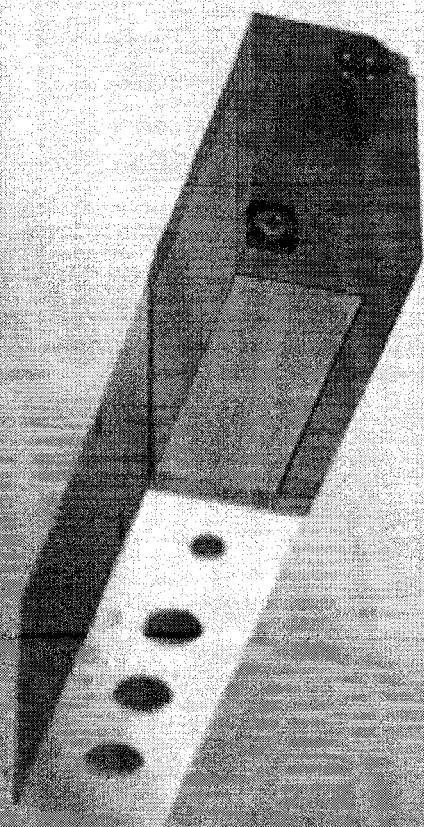
PAKISTAN (Distributor) Jubilee Corporation  
First Floor Mercantile Centre, Newton Road Near Boulton Market P.O. Box 6165  
Karachi 74000 Pakistan  
TEL: 021-243-9070/8449 FAX: 021-241-4589

ISRAEL (Distributor) Baccara Automation Control  
Kvutza Geva 18915 Israel  
TEL: 04-653-5960 FAX: 04-653-1445

SAUDI ARABIA (Distributor) Assaggaff Trading Est.  
P.O. Box 3385 Al-Amir Majed Street, Jeddah-21471, Saudi Arabia  
TEL: 02-6761574 FAX: 02-6708173

## **ANNEXE 3**

### **Spécifications de la servovalve Festo**

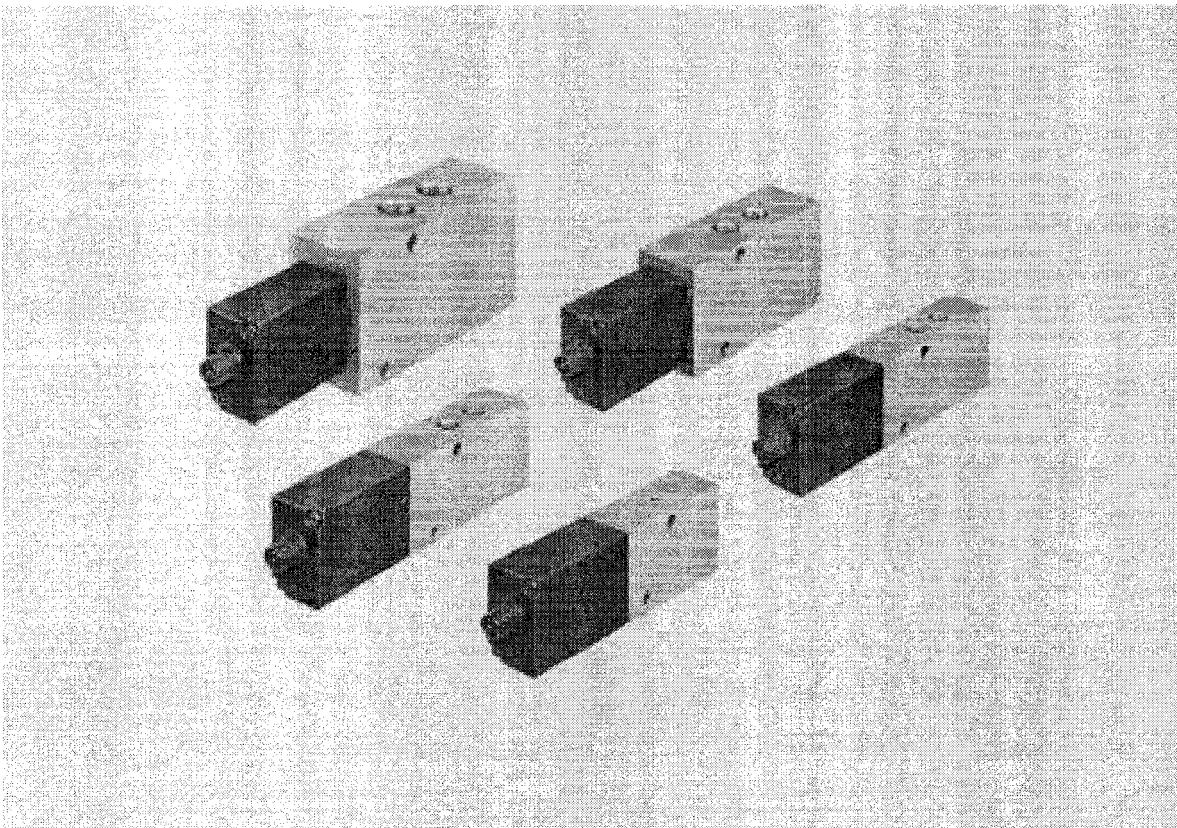


- High dynamics
- Final control element for closed control loops
- 5/3 –way function

# Proportional directional control valves MPYE

Key features

FESTO



Servopneumatic positioning systems  
Proportional directional control valves

1.5

## General information

- The directly actuated proportional directional control valve has a position-controlled spool. This transforms an analogue input signal into a corresponding opening cross-section at the valve outputs.
- In combination with an external position controller and displacement encoder, a precise pneumatic positioning system can be created.
- Flow control function for varying cylinder speed
- 5/3-way function for varying the direction of movement

## Wide choice of variants

- Setpoint value input
  - Analogue voltage signal
  - Analogue current signal
- Flow rates from 100 ... 2 000 l/min

# Proportional directional control valves MPYE

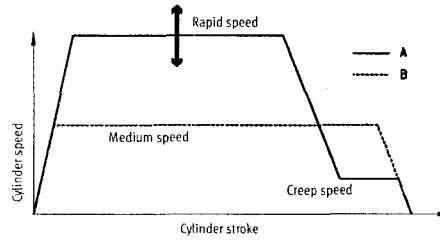
Key features and type code

FESTO

## Short machine cycle times – fast switching of programmed flow rates

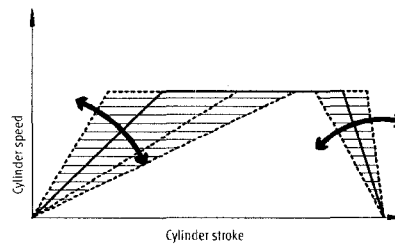
- Reduce machine cycle times by optimising cylinder speeds
  - Assembly technology
  - Handling technology
  - Furniture industry

- A: Proportional valves allow different speed levels and speed ramps to be set.
- B: Speed regulation with directional control valves is more difficult and is performed by means of exhaust air flow control.



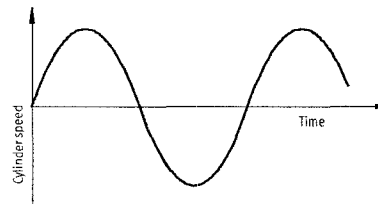
## Flexible cylinder speeds – Achieving variable flow rates

- Flexibly adapting cylinder speeds to the process. Traversing individual acceleration ramps (gentle approach with delicate goods)
  - Automobile suppliers
  - Production technology
  - Conveyor technology
  - Test engineering



## Proportional directional control valve as final control element – Dynamic and fast changing of flow rates

- Fatigue tests
- Pneumatic positioning with SPC200
- SoftStop with end-position controller SPC11



## Type codes

MPYE – 5 – 1/8 LF – 010 – B	
Type	Proportional directional control valve
Valve function	5/3-way valve
Pneumatic connection	M5
1/8 LF	G1/8 Low Flow
1/8 HF	G1/8 High Flow
1/4	G1/4
3/8	G3/8
Setpoint value input	010 Analogue voltage signal
	420 Analogue current signal
Generation	B series

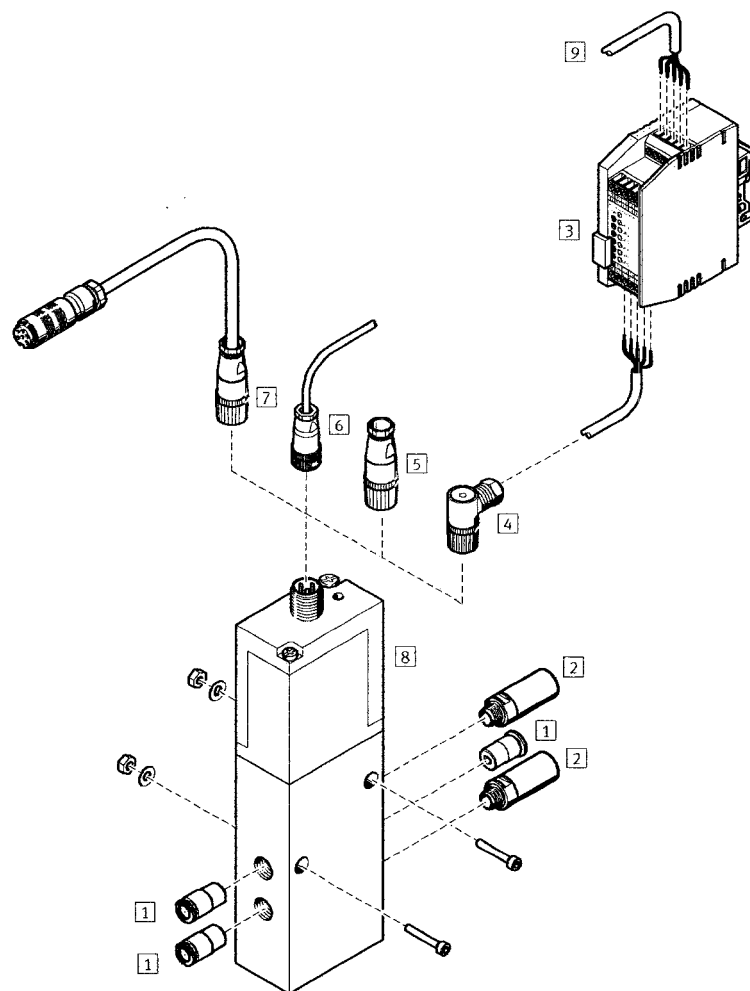
Servopneumatic positioning systems  
Proportional directional control valves

1.5

# Proportional directional control valves MPYE

Peripherals overview

FESTO



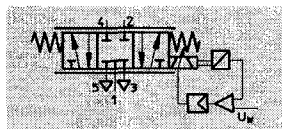
Accessories		
	Brief description	→ Page
1 Push-in fitting QS	For connecting compressed air tubing with standard external diameters	Volume 3
2 Silencer	For fitting in exhaust ports	Volume 3
3 Setpoint module MPZ	For generating 6+1 analogue voltage signals	5 / 1.5-9
4 Sensor socket SIE-WD-TR	Angled, 4-pin, M12x1	5 / 1.5-11
5 Sensor socket SIE-GD	Straight, 4-pin, M12x1	5 / 1.5-11
6 Connecting cable KMPYE	—	5 / 1.5-11
7 Connecting cable KVIA-MPYE	Connecting cable to the analogue module of valve terminal type 03	5 / 1.5-11
8 Proportional directional control valve MPYE	—	5 / 1.5-5
9 Digital input/output	For controlling the setpoint module	—

# Proportional directional control valves MPYE

Technical data

FESTO

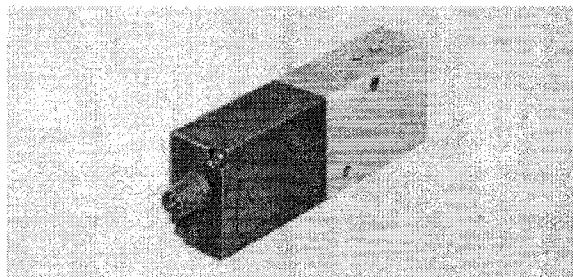
## Function



- - Voltage  
17 ... 30 V DC
- - Flow rate  
100 ... 2 000 l/min
- - Pressure  
0 ... 10 bar

## Variants

- Setpoint value input as analogue voltage signal 0 ... 10 V
- Setpoint value input as analogue current signal 4 ... 20 mA

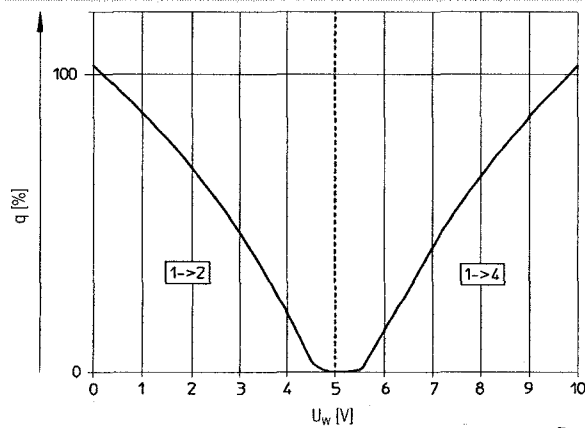


General technical data		M5		G1/8		G1/4	G3/8
Pneumatic connection				Low flow	High flow		
Valve function		5/3-way, normally closed					
Constructional design		Piston spool, directly actuated, controlled piston spool position					
Sealing principle		Hard					
Actuation type		Electrical					
Type of reset		Mechanical spring					
Type of pilot control		Direct					
Direction of flow		Non-reversible					
Type of mounting		Via through-holes					
Mounting position <sup>1)</sup>		Any					
Operating medium		Compressed air, filtered (to 5 µm), unlubricated					
Nominal size	[mm]	2	4	6	8	10	
Standard nominal flow rate	[l/min]	100	350	700	1 400	2 000	
Product weight	[g]	290	330	330	530	740	

1) If the proportional directional control valve is in motion during operation, it must be mounted at right angles to the direction of movement.

## Voltage type MPYE-5-...-010-B

Flow rate  $q$  at 6 → 5 bar as a function of the setpoint voltage  $U$





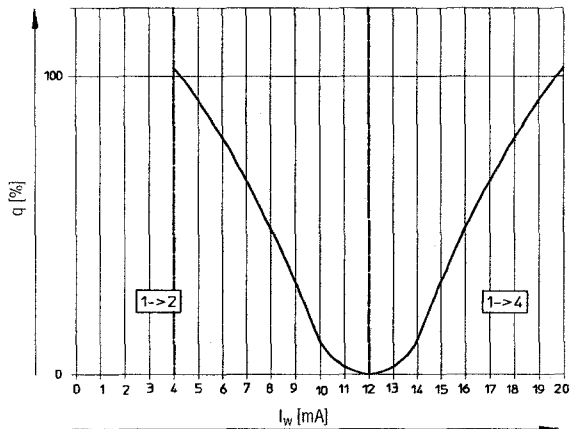
# Proportional directional control valves MPYE

Technical data

FESTO

## Current type MPYE-5-...-420-B

Flow rate  $q$  at 6 → 5 bar as a function of the setpoint current intensity  $I_w$



Electrical data							
Pneumatic connection			M5	G 1/8		G 1/4	G 3/8
				Low flow	High flow		
Power supply		[V DC]	17 ... 30				
Max. current consumption	in mid-position	[mA]	100				
	at full stroke	[mA]	1 100				
Setpoint value	Voltage type	[V DC]	0 ... 10				
	Current type	[mA]	4 ... 20				
Max. hysteresis <sup>1)</sup>		[%]	0.4				
Valve mid-position	Voltage type	[V DC]	5 (±0.1)				
	Current type	[mA]	12 (±0.16)				
Duty cycle <sup>2)</sup>		[%]	100				
Critical frequency <sup>3)</sup>		[Hz]	125	100	100	90	65
Safety setting			Active mid-position in the event of setpoint value cable break				
Protection against polarity reversal	Voltage type		For all electrical connections				
	Current type		For setpoint value				
Protection class			IP65				
Electrical connection			4-pin plug socket, round design, M12x1				

1) Referred to the maximum stroke of the piston spool.

2) The proportional direction control valve automatically switches off if it overheats (goes to mid-position) and switches back on once it cools down.

3) Corresponds to the 3dB frequency at the maximum movement stroke of the piston spool.

## Operating and environmental conditions

Operating pressure	[bar]	0 ... 10
Ambient temperature	[°C]	0 ... 50
Vibration resistance <sup>1)</sup>		To DIN/IEC 68 Parts 2 - 6, severity level 2
Continuous shock resistance <sup>1)</sup>		To DIN/IEC 68 Parts 2 - 27, severity level 2
CE symbol		To 89/336/EEC (EMC regulation)
Temperature of medium	[°C]	5 ... 40, condensation not permitted

1) If the proportional directional control valve is in motion during operation, it must be mounted at right angles to the direction of movement.

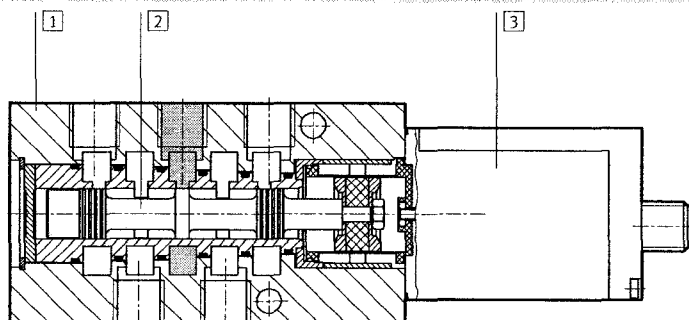
# Proportional directional control valves MPYE

Technical data

FESTO

## Materials

Sectional view



1	Housing	Anodised aluminium
2	Valve spool	Tempered aluminium
3	Housing for electronics	Galvanised acrylic butadiene styrene
-	Seals	Nitrile rubber

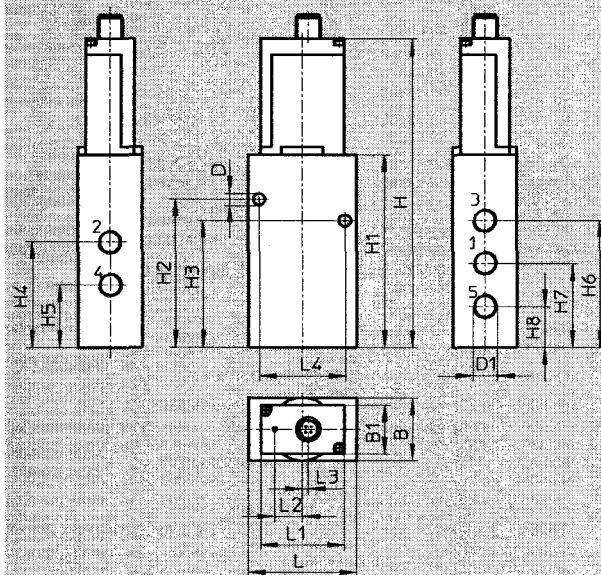
# Proportional directional control valves MPYE

Technical data

FESTO

Download CAD data → [www.festo.com/en/engineering](http://www.festo.com/en/engineering)

## Dimensions



Pneumatic connection D1	B	B1	D Ø	H	H1	H2	H3	H4
M5	26	–	5.5	129.9	69	56.1	38.1	32.1
G1/8	26	–	5.5	149.3	88.4	71.3	55.1	45.8
G1/4	35	26	6.5	164.6	103.7	79.6	68.1	56.6
G3/8	40	26	6.5	176.6	115.7	98.4	79.4	65.4

Pneumatic connection D1	H5	H6	H7	H8	L	L1	L2	L3	L4
M5	20.1	38.1	26.1	14.1	45	–	14.8	3.2	32
G1/8	26.8	55.3	36.3	17.3	45	–	14.8	3.2	35
G1/4	33.6	68.1	45.1	22.1	58	45	14.8	3.2	46
G3/8	37.4	82.4	51.4	20.4	67	45	14.8	3.2	54

## Terminal allocation



- 1 24 V DC, supply voltage
- 2 GND
- 3  $U_w/I_w$  setpoint input
- 4 GND

## Ordering data

Pneumatic connection	Voltage type 0 ... 10 mV		Current type 4 ... 20 mA	
	Part No.	Type	Part No.	Type
M5	154 200	MPYE-5-M5-010-B	162 959	MPYE-5-M5-420-B
G1/8	151 692	MPYE-5-1/8LF-010-B	161 978	MPYE-5-1/8LF-420-B
	151 693	MPYE-5-1/8HF-010-B	161 979	MPYE-5-1/8HF-420-B
G1/4	151 694	MPYE-5-1/4-010-B	161 980	MPYE-5-1/4-420-B
G3/8	151 695	MPYE-5-3/8-010-B	161 981	MPYE-5-3/8-420-B

## Proportional directional control valves MPYE

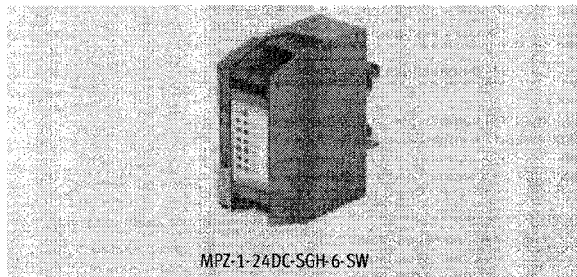
Accessories – Setpoint module MPZ

FESTO

**V** Voltage  
20 ... 30 V DC

### Function

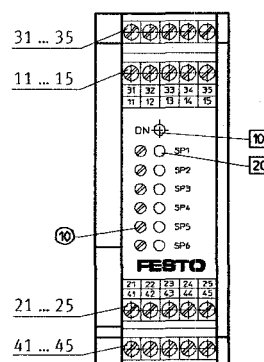
- Generation of 6+1 analogue setpoint values for the proportional pressure regulators MPPE, MPPEs and MPYE
- Digital activation
- Output voltage adjustable via potentiometer screw



MPZ-1-24DC-SGH-6-SW

General technical data			
Function	Digital-analogue circuit with analogue output		
Type of mounting	Mounting on G or H rails		
Mounting position	Any		
Electrical connection	Screw terminal	[mm <sup>2</sup> ]	2.5
Operating voltage range		[V DC]	20 ... 30
Output voltage		[V DC]	0 ... 10
Output current		[mA]	5
Power consumption at 24 V DC		[W]	1.5
Supply setpoint value adjustment	Voltage ± 3 %	[V]	10
	Current ± 3 %	[mA]	6
External setpoint input	Voltage	[V DC]	0 ... 10
	Input resistance	[kΩ]	Approx. 100
	Potentiometer	[kΩ]	2.5 ... 10
Setpoint controller	Input resistance	[kΩ]	3
Electromagnetic compatibility (DIN 843 Part 2 and 4)		Severity level 2	
Residual ripple		Max. 10% within operating voltage	
Displays	Ready	Green LED	
	Setpoint value active	Yellow LED	
Ambient temperature		[°C]	0 ... 60
Protection class to DIN 60 529	IP20		
Product weight		[g]	190

Connections and control elements			
Connections			Priority
31	Activate setpoint 1	SP1	1 (highest)
32	Activate setpoint 2	SP2	2
33	Activate setpoint 3	SP3	3
34	Activate setpoint 4	SP4	4
35	Activate setpoint 5	SP5	5
11	Activate setpoint 6	SP6	6
13	Pilot line	0 V	–
21	Pilot line	0 V	–
22	External setpoint value input	U <sub>w, in</sub>	7 (lowest)
23	Pilot line	10 V DC	–
24	Screening	PE	–
41	Pilot line	0 V DC	–
42	Setpoint value output	U <sub>w, out</sub>	–
43	Power supply	–	–
44	Earth	GND	–
45	Power supply	+	–



### Display

- 10 Operational status display  
LED green
- 20 Setpoint value active  
(SP1 ... SP6)  
Yellow LED

### Voltage adjustment

- ⊗ = Setpoint value  
potentiometer  
(SP1 ... SP6)

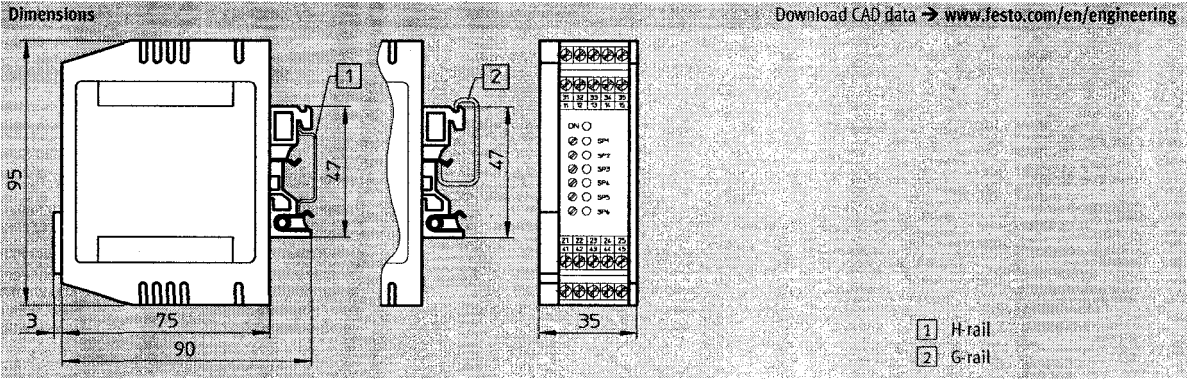
Servopneumatic positioning systems  
Proportional directional control valves

1.5

Proportional directional control valves MPYE

Accessories – Setpoint module MPZ

FESTO



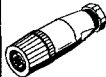
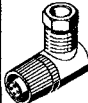

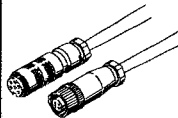




Ordering data			
	Description	Part No.	Type
	Setpoint module for generating 6 + 1 analogue voltage signals	36 101	MPZ-1-24DC-SGH-6-SW

Seropneumatic positioning systems  
Proportional directional control valves

# Proportional directional control valves MPYE

Accessories

FESTO

Ordering data		Data sheets → Volume 4	
	Description	Part No.	Type
Sensor sockets			
	Straight, 4-pin, M12x1	18 494	SIE-GD
	Angled, 4-pin, M12x1	12 956	SIE-WD-TR
Connecting cables			
	Straight, with cable, screened, 5 m	151 909	KMPYE-5
	Straight, with cable, screened, X length <sup>1)</sup>	151 910	KMPYE-...
	Connecting cable to the analogue module of valve terminal type 03 straight, with cable, 5 m	161 984	KVIA-MPYE-5
	Connecting cable to the analogue module of valve terminal type 03 straight, with cable, 10 m	161 985	KVIA-MPYE-10
	Connecting cable to the axis interface of the axis controller SPC200 straight, with cable, 0.3 m	170 239	KMPYE-AIF-1-GS-GD-0,3
	Connecting cable to the axis interface of the axis controller SPC200 straight, with cable, 2 m	170 238	KMPYE-AIF-1-GS-GD-2
Push-in fittings			
	For connecting compressed air tubing with standard external diameters	→ Volume 3	
Silencer			
	For fitting in exhaust ports	→ Volume 3	
Reducing nipple			
	–	→ Volume 3	

1) Max. 10 m

Servopneumatic positioning systems  
Proportional directional control valves

1.5

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] Cocard, C., & Jnifene, A. (2003). *Analysis of a two DOF anthropomorphic arm driven by artificial muscles*. Paper presented at the Proceedings of the 2nd IEEE International Workshop on Haptic, Audio and Visual Environments and Their Applications (HAVE 2003), 37-42.
- [2] Noritsugu, T., & Tanaka, T. (1997). Application of rubber artificial muscle manipulator as a rehabilitation robot. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2(4), 259-267.
- [3] Tondu, B., & Lopez, P. (2000). Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators. *IEEE Control Systems Magazine*, 20(2), 15-38.
- [4] Davis, S., Caldwell, D. G., Tsagarakis, N., & Canderle, J. (2003). Enhanced modelling and performance in braided pneumatic muscle actuators. *International Journal of Robotics Research*, 22(3-4), 213-227.
- [5] Caldwell, D. G., Medrano-Cerda, G. A., & Goodwin, M. (1995). Control of pneumatic muscle actuators. *IEEE Control Systems Magazine*, 15(1), 40-48.
- [6] Hunter, I. W., & Lafontaine, S. (1992). *A comparison of muscle with artificial actuators*. Paper presented at the IEEE 5th Technical Digest on Solid-State Sensor and Actuator Workshop, 178-185.
- [7] Madden, J. D. W., Vandesteeg, N. A., Anquetil, P. A., Madden, P. G. A., Takshi, A., Pytel, R. Z., et al. (2004). Artificial muscle technology: physical principles and naval prospects. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 29(3), 706-728.
- [8] Caldwell, D. G., Tsagarakis, N., & Medrano-Cerda, G. A. (2000). Bio-mimetic actuators: Polymeric Pseudo Muscular Actuators and pneumatic Muscle Actuators for biological emulation. *Mechatronics*, 10(4-5), 499-530.
- [9] Hildebrandt, A., Sawodny, O., Neumann, R., & Hartmann, A. (2002). A flatness based design for tracking control of pneumatic muscle actuators. *In Proceedings of the 7th IEEE International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV 2002)*, 3, 1156-1161.
- [10] Daerden, F., & Lefeber, D. (2002). Pneumatic artificial muscles: Actuators for robotics and automation. *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*, 47(1), 11-21.

- [11] Tsagarakis, N., & Caldwell, D. G. (2000). Improved modelling and assessment of pneumatic muscle actuators. *In Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '00)*, 4, 3641-3646.
- [12] Chou, C.-P., & Hannaford, B. (1996). Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 12(1), 90-102.
- [13] Sanchez, A. (2000). *Approche non linéaire de la commande en contraction d'un muscle artificiel pneumatique de McKibben*. Unpublished PhD, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse. 174 p.
- [14] Reynolds, D. B., Repperger, D. W., Phillips, C. A., & Bandry, G. (2003). Modeling the dynamic characteristics of pneumatic muscle. *Annals of Biomedical Engineering*, 31(3), 310-317.
- [15] Manuello Bertetto, A., & Ruggiu, M. (2004). Characterization and modeling of air muscles. *Mechanics Research Communications*, 31(2), 185-194.
- [16] Kawashima, K., Sasaki, T., Ohkubo, A., Miyata, T., & Kagawa, T. (2004). Application of robot arm using fiber knitted type pneumatic artificial rubber muscles. *In Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '04)*, 5, 4937-4942.
- [17] Vanderborght, B., Verrelst, B., van Ham, R., Vermeulen, J., & Lefeber, D. (2005). *Dynamic Control of a Bipedal Walking Robot actuated with Pneumatic Artificial Muscles*. Paper presented at the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1-6.
- [18] Klute, G. K. (1999). *Artificial muscles: Actuators for biorobotic systems*. Unpublished PhD, University of Washington. 84 p.
- [19] Zhou, B., Accorsi, M. L., & Leonard, J. W. (2004). A new finite element for modeling pneumatic muscle actuators. *Computers and Structures*, 82(11-12), 845-856.
- [20] Tondu, B., Boitier, V., & Lopez, P. (1994). *Naturally compliant robot-arms actuated by McKibben artificial muscles*. Paper presented at the IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics. 'Humans, Information and Technology', 2635-2640.
- [21] Schroder, J., Erol, D., Kawamura, K., & Dillman, R. (2003). *Dynamic pneumatic actuator model for a model-based torque controller*. Paper presented at the IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation, 342-347.



- [22] Ahn, K. K., Thanh, T. D. C., & Yang, S. Y. (2004). *Improvement of control performance of pneumatic artificial muscle manipulator using intelligent switching control*. Paper presented at the SICE Annual Conference, Sapporo, Japan, 91-96.
- [23] Chan, S. W., Lilly, J. H., Repperger, D. W., & Berlin, J. E. (2003). Fuzzy PD+I learning control for a pneumatic muscle. *In Proceedings of the IEEE International Conference on Fuzzy Systems, 1*, 278-283.
- [24] Tonietti, G., & Bicchi, A. (2002). Adaptive simultaneous position and stiffness control for a soft robot arm. *In Proceedings of the IEEE International Conference on Intelligent Robots and System, 2*, 1992-1997.
- [25] Hildebrandt, A., Sawodny, O., Neumann, R., & Hartmann, A. (2005). *Cascaded control concept of a robot with two degrees of freedom driven by four artificial pneumatic muscle actuators*. Paper presented at the American Control Conference, 680-685.
- [26] Lilly, J. H., & Yang, L. (2005). Sliding mode tracking for pneumatic muscle actuators in opposing pair configuration. *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 13*(4), 550-558.
- [27] Djouadi, S. M., Repperger, D. W., & Berlin, J. E. (2001). *Gain-scheduling H infinite control of a pneumatic muscle using wireless MEMS sensors*. Paper presented at the Proceedings of the 44th IEEE Midwest Symposium on Circuits and Systems (MWSCAS 2001), Dayton, OH, USA, 734-737.
- [28] Jutras, D., & Bigras, P. (2006). *Control of an Actuator Made of Two Antagonist McKibben Muscles via LMI Optimization*. Paper presented at the Proceedings of the 2006 IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE 2006), Montreal, QC, Canada, 3072-3077.
- [29] Wilson, F. W., Harvey, P. D., Gump, C. B., & American Society of Tool and Manufacturing Engineers. (1965). *Pneumatic controls for industrial application*. Dearborn, Michigan: American Society of Tool and Manufacturing Engineers. 166 p.
- [30] Bigras, P. (2005). Sliding-mode observer as a time-variant estimator for control of pneumatic systems. *Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 127*(3), 499-502.
- [31] Khalil, H. K. (2002). *Nonlinear systems* (3rd ed.). Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall. 750 p.

- [32] Gahinet, P., Nemirovski, A., Laub, A. J., & Chilali, M. (1995). LMI Control Toolbox. Natick, MA: The Math Works.
- [33] Scherer, C., & Weiland, S. (2004, February 2005). *DISC Course on Linear Matrix Inequalities in Control*. Retrieved 18-02-2007, from <http://www.cs.ele.tue.nl/sweiland/lmi.html>
- [34] Boyd, S., Balakrishnan, V., Feron, E., & El Ghaoui, L. (1994). *History of linear matrix inequalities in control theory*. Paper presented at the American Control Conference, 31-34.
- [35] Chilali, M., & Gahinet, P. (1996). H-infinite design with pole placement constraints: an LMI approach. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 41(3), 358-367.
- [36] Graham, A. (1981). *Kronecker products and matrix calculus : with applications*. Chichester, New York: Horwood; Halsted Press. 130 p.
- [37] Scherer, C., Gahinet, P., & Chilali, M. (1997). Multiobjective output-feedback control via LMI optimization. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 42(7), 896-911.
- [38] Jaulin, L. (2001). *Applied interval analysis : with examples in parameter and state estimation, robust control and robotics*. London; New York: Springer. 379 p.
- [39] Astrom, K. J., & Wittenmark, B. (1995). *Adaptive control* (2nd ed.). Reading, Massachusetts: Addison-Wesley. 574 p.
- [40] Chen, C.-T. (1999). *Linear system theory and design* (3rd ed.). New York: Oxford University Press. 334 p.